

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TEMISCAMINGUE

MÉMOIRE

**PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MAITRISE EN SCIENCES APPLIQUÉES (INGÉNIEURIE)**

PAR

SAIGHI AHMED

**Étude d'un mini système hybride d'énergie renouvelable
«solaire -biomasse» pour la production de l'électricité et de
la chaleur**

AOÛT 2012

BIBLIOTHÈQUE

Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue
Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous.

L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre. Il est donc interdit de reproduire ou de publier en totalité ou en partie ce document sans l'autorisation de l'auteur.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue obtained the permission of the author to use a copy of this document for non-profit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all.

The author retains ownership of the copyright on this document. Neither the whole document, nor substantial extracts from it, may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

Résumé

Actuellement, le Canada répond à environ 6 % de sa demande énergétique à partir de la combustion de la biomasse [1]. L'exploitation de la biomasse dans les centrales à cogénération permet de produire simultanément de l'électricité et de la chaleur. Cette technologie a un haut rendement énergétique, du fait qu'elle valorise l'énergie thermique du système. Actuellement, la mise en place de tels systèmes pour la production de l'électricité n'est pas forcément rentable du fait que l'hydroélectricité est moins onéreuse à produire. Afin d'améliorer les performances des installations à cogénération et rendre ce secteur plus compétitif, il est proposé dans le cadre de cette étude un modèle hybride de production d'énergie "biomasse-solaire" qui intègre une installation solaire utilisant des concentrateurs cylindro-paraboliques, dans une centrale à cogénération à cycle combiné. Le cycle combiné de l'installation à cogénération est novateur du fait qu'il exploite une turbine à vapeur à condensation associée à une turbine à air chaud, où cette dernière sert aussi d'auxiliaire à la chambre de combustion. Un volet expérimental a été développé aussi dans le cadre de cette étude, où des travaux sur la caractérisation énergétique de la biomasse ont été entrepris. Les résultats expérimentaux obtenus ont permis de constituer une base de données qui a été implémentée dans le modèle numérique afin de pouvoir évaluer les performances de la chambre de combustion. Dans le but d'identifier les paramètres clés qui améliorent les performances et la gestion du système hybride solaire-biomasse pour différentes configurations, une approche numérique a été développée. Cette dernière est basée sur des modèles numériques pour l'ensemble des sous-systèmes, qui sont à la fois simples, précis et suffisamment rapides pour permettre l'étude et l'optimisation du système hybride solaire-biomasse au complet. Une fois le modèle numérique établi et la demande énergétique fixée, la problématique était alors la recherche de stratégies de gestion des flux d'énergie de façon à exploiter au maximum la quantité de chaleur des gaz de combustion résiduels tout en respectant la stabilité de fonctionnement du système solaire. Afin d'atteindre les objectifs escomptés, une étude d'optimisation fondée sur des cas simples de système multi production a été réalisée pour quatre cas de figure correspondant au fonctionnement du système pendant les mois de janvier et de juillet, pendant le jour et la nuit.

Mots clés:

Système hybride, biomasse, soleil, combustion, production d'énergie, modélisation numérique, simulation, optimisation.

Dédicace

À mes parents, ma sœur et à Sabah.

Réussir dans la vie et sa vie c'est savoir :

Se comprendre et comprendre

Apprendre et recommencer

S'adapter et se réadapter

S'exprimer et se réaliser

Réfléchir et agir

S'épanouir et bâtir

Diriger et servir

« Yves Dagenais »

REMERCIEMENTS

Je tiens premièrement à remercier mon directeur de maîtrise, Professeur Guyh Dituba Ngoma, pour m'avoir donné l'occasion de faire ce projet de recherche, pour ses conseils ainsi que pour tout l'encadrement et le soutien nécessaire tout au long du projet et de la rédaction de ce mémoire.

Je tiens aussi à remercier mon co-directeur, Professeur Ahmed Koubaa, pour son précieux apport, les encouragements constants, le soutien financier et les suggestions éclairées qu'il m'a apportés.

Mes remerciements vont également à M. Achène Bourihane, directeur général du CTRI ainsi qu'aux M. Hassine Bouafif et M. Bariz Ramdane, mes superviseurs successifs en milieu pratique (CTRI), pour leur soutien et leur implication dans ce projet de recherche.

Je voudrais remercier également le Fonds Québécois de la recherche sur la nature et les technologies (FQRNT), Le conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) ainsi que le Centre technologique des résidus industriels (CTRI) pour avoir financé ce projet de recherche.

Je remercie aussi tout le personnel du CTRI ainsi que tous les professeurs du département de l'école de génie de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) pour la qualité de la formation dispensée.

Table des matières

Résumé	i
REMERCIEMENTS	iii
Table des matières	iv
Table des figures	ix
Table des tableaux	xii
Nomenclature	xiii
Introduction	1
1. Contexte et problématique	2
2. Objectifs	3
2.1 Objectifs généraux	3
2.2 Objectifs spécifiques	3
3. Méthodologie et démarche scientifique	4
3.1 Évaluation du potentiel de la ressource renouvelable mise en œuvre	4
3.2 Développer des modèles numériques pour l'ensemble des sous-systèmes	4
3.3 Faire des simulations numériques à l'aide du modèle numérique global développé	5
3.4 Valider les modèles numériques obtenus	6
3.5 Plan du mémoire	6
Chapitre 1 Revue de littérature de l'ensemble des sous-systèmes d'un système hybride solaire-biomasse	7
1.1 Collecteurs thermiques solaires	7
1.2 Cycle combiné	9
1.2.1 Turbines à vapeur	9
1.2.2 Turbines à air chaud	10
1.3 Combustion de la biomasse	11
1.4 Conclusion	13
Chapitre 2 Modélisation mathématique du système hybride solaire biomasse	14

2.1 Description du modèle.....	14
2.2 Formulation mathématique.....	17
2.3 Installation solaire.....	17
2.4 Paramètres géométriques et atmosphériques.....	17
2.4.1 Déclinaison.....	19
2.4.2 Angle horaire.....	19
2.4.3 Hauteur du soleil.....	20
2.4.4 Heures du lever et du coucher du soleil	21
2.4.5 Rayonnement solaire extraterrestre	21
2.4.6 Rayonnement solaire direct.....	22
2.5 Collecteurs cylindro-parabolique	23
2.5.1 Hypothèses simplificatrices.....	24
2.5.2 Coefficient global de perte de chaleur.....	25
2.5.3 Coefficient global de transfert de chaleur	27
2.5.4 Rendement thermique du collecteur solaire	28
2.6 Chambre de combustion.....	30
2.6.1 Hypothèses simplificatrices	30
2.6.2 Flux et composition chimique.....	30
2.6.3 Bilan énergétique	33
2.7 Cycle turbine à air chaud	36
2.7.1 Hypothèses simplificatrices	37
2.7.2 Compresseur.....	38
2.7.3 Échangeur de chaleur	39
2.7.4 Turbine à air chaud	39
2.7.5 Quantité de chaleur fournie au cycle à air chaud	40
2.7.6 Puissance électrique nette.....	40
2.7.7 Quantité de chaleur utile produite par le cycle à air chaud	41
2.7.8 Rendement électrique, thermique et global du cycle à air chaud.....	41

2.8 Cycle turbine à vapeur	43
2.8.1 Hypothèses simplificatrices	45
2.8.2 Pompe	46
2.8.3 Économiseur	47
2.8.4 Préchauffeur	47
2.8.5 Bouilloire	48
2.8.6 Turbine à vapeur	48
2.8.7 Quantité de chaleur fournie au cycle à vapeur.....	48
2.8.8 Puissance électrique nette.....	49
2.8.9 Quantité de chaleur utile produite par le cycle à vapeur	49
2.8.10 Rendement électrique, thermique et global du cycle à vapeur	50
2.9 Rendements du système hybride	51
2.9.1 Rendement électrique du système hybride.....	51
2.9.2 Rendement thermique du système hybride	52
2.9.3 Rendement global du système hybride	52
Chapitre 3 Caractérisation physico chimique de la biomasse	53
3.1 Préparation des échantillons	54
3.2 Taux d'humidité	55
3.3 Taux de cendres	56
3.4 Composition chimique (C, H, N, S)	57
3.5 Pouvoir calorifique	59
3.6 Conclusion.....	61
Chapitre 4 Résultats et discussions.....	62
4.1 Caractérisation de la biomasse	64
4.2 Chambre de combustion de la biomasse.....	67
4.2.1 Quantité d'air nécessaire pour la combustion de la biomasse.....	67
4.2.2 Influence de la température d'entrée de l'air dans la chambre de combustion sur la température de sortie des gaz de combustion de la biomasse	68

4.3 Installation solaire	70
4.3.1 Influence du débit du fluide caloporteur sur la température à la sortie du collecteur solaire.....	70
4.3.2 Influence du débit du fluide caloporteur sur la quantité de chaleur délivrée par le collecteur solaire.....	72
4.3.3 Influence du débit du fluide caloporteur sur le rendement du collecteur solaire.....	74
4.3.4 Étude comparative des performances de trois technologies de collecteur cylindro-parabolique	75
4.4 Système hybride "Biomasse-solaire"	79
4.4.1 Influence du taux de compression sur les performances du système hybride	79
4.4.2 Répartition de la production électrique	80
4.4.3 Production de chaleur utile à des fins de chauffage.....	84
4.4.4 Rendement électrique	86
4.4.5 Rendement thermique et global du système	89
4.4.6 Quantité de chaleur fournie par l'installation solaire	92
4.4.7 Consommation en biomasse.....	94
4.4.8 Influence du type de biomasse sur les performances du système hybride.....	98
4.4.9 Influence du type de biomasse sur la répartition de la production du système hybride	99
4.5 Conclusion.....	101
Chapitre 5 Validation des résultats.....	103
5.1 Chambre de combustion	103
5.2 Collecteur cylindro-parabolique	105
5.3 Cycle à air chaud	106
5.4 Centrale à cogénération.....	108
Chapitre 6 Conclusion et perspectives.....	110
Références bibliographiques	113

Annexes	117
Annexe 1 : Calcul du rayonnement solaire	118
Annexe 2 : Calcul des paramètres du collecteur solaire	119
Annexe 3 : Calcul des paramètres de la chambre de combustion.....	120
Annexe 4 : Calcul des paramètres du cycle à air chaud	121
Annexe 5 : Calcul des paramètres du cycle vapeur	122
Annexe 6 : Calcul des paramètres du cycle global	123
Annexe 7 : Propriétés physiques du fluide caloporteur	124
Annexe 8 : Propriétés physiques de l'air.....	125

Table des figures

FIGURE 1 : COLLECTEUR SOLAIRE CYLINDRO-PARABOLIQUE.....	8
FIGURE 2 : PHASES DISTINCTES DE LA COMBUSTION D'UNE PETITE PARTICULE DE BIOMASSE	12
FIGURE 3 : SYSTÈME HYBRIDE SOLAIRE-BIOMASSE.....	15
FIGURE 4 : CHEMIN QUOTIDIEN DU SOLEIL DANS LE CIEL	18
FIGURE 5 : PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES DU RAYONNEMENT INCIDENT.....	19
FIGURE 6 : SCHÉMA DU SYSTÈME TURBINE À AIR CHAUD.....	36
FIGURE 7 : CYCLE THERMODYNAMIQUE DU SYSTÈME TURBINE À AIR CHAUD.....	36
FIGURE 8 : SCHÉMA DE L'INSTALLATION DU CYCLE À VAPEUR.....	43
FIGURE 9 : CYCLE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE À VAPEUR	44
FIGURE 10 : SYSTÈME DE RÉGULATION AU NIVEAU DE LA PARTIE SOLAIRE	45
FIGURE 11 : POUVOIR CALORIFIQUE EN FONCTION DE LA COMPOSITION CHIMIQUE	64
FIGURE 12 : POUVOIR CALORIFIQUE EN FONCTION DU TAUX DE CENDRES	65
FIGURE 13 : POUVOIR CALORIFIQUE EN FONCTION DU TAUX D'HUMIDITÉ	66
FIGURE 14 : QUANTITÉ D'AIR REQUIS ET DES GAZ PRODUITS POUR LA COMBUSTION DE 1 KG DE BIOMASSE.....	67
FIGURE 15 : TEMPÉRATURE DES GAZ DE COMBUSTION EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE D'ENTRÉE D'AIR DANS LA CHAMBRE DE COMBUSTION	69
FIGURE 16 : TEMPÉRATURE DU FLUIDE CALOPORTEUR À LA SORTIE DU COLLECTEUR EN FONCTION DU DÉBIT POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE.....	71
FIGURE 17 : QUANTITÉ DE CHALEUR DÉLIVRÉE EN FONCTION DU DÉBIT POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE.....	72
FIGURE 18 : QUANTITÉ DE CHALEUR JOURNALIÈRE DÉLIVRÉE EN FONCTION DU DÉBIT POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE	73
FIGURE 19 : RENDEMENT DU COLLECTEUR EN FONCTION DU DÉBIT.....	74
FIGURE 20 : VARIATION DE LA TEMPÉRATURE DE SORTIE DU FLUIDE CALOPORTEUR EN FONCTION DU MOIS POUR DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE	75
FIGURE 21 : VARIATION DE LA QUANTITÉ DE CHALEUR DÉLIVRÉE PAR CHAQUE TYPE DE COLLECTEUR SOLAIRE POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE	76

FIGURE 22 : VARIATION DE LA QUANTITÉ DE CHALEUR JOURNALIÈRE DÉLIVRÉE PAR CHAQUE COLLECTEUR SOLAIRE POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L' ANNÉE	77
FIGURE 23 : ÉVOLUTION DU RENDEMENT DES DIFFÉRENTS COLLECTEURS SOLAIRES POUR DIFFÉRENTS MOIS DE L' ANNÉE	77
FIGURE 24 : RÉPARTITION DE LA PRODUCTION ÉLECTRIQUE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	81
FIGURE 25 : RÉPARTITION DE LA PRODUCTION ÉLECTRIQUE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	82
FIGURE 26 : RÉPARTITION DE LA PRODUCTION ÉLECTRIQUE AU MOIS DE JUILLET PENDANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	82
FIGURE 27 : RÉPARTITION DE LA PRODUCTION ÉLECTRIQUE AU MOIS DE JUILLET PENDANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	83
FIGURE 28 : QUANTITÉ DE CHALEUR UTILE RÉCUPÉRÉE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	84
FIGURE 29 : QUANTITÉ DE CHALEUR UTILE RÉCUPÉRÉE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	85
FIGURE 30 : QUANTITÉ DE CHALEUR UTILE RÉCUPÉRÉE AU MOIS DE JUILLET PENDANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	85
FIGURE 31 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	86
FIGURE 32 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JANVIER PENDANT LA NUIT	87
FIGURE 33 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JUILLET DURANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	88
FIGURE 34 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JUILLET DURANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	89
FIGURE 35 : RENDEMENT THERMIQUE ET GLOBAL DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JANVIER DURANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	89
FIGURE 36 : RENDEMENT THERMIQUE ET GLOBAL DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JANVIER DURANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	90
FIGURE 37 : RENDEMENT THERMIQUE ET GLOBAL DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JUILLET DURANT LA NUIT EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	91

FIGURE 38 : RENDEMENT THERMIQUE ET GLOBAL DU SYSTÈME HYBRIDE AU MOIS DE JUILLET DURANT LE JOUR EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION	91
FIGURE 39 : APPORT DE CHALEUR DES COLLECTEURS SOLAIRES AU MOIS DE JANVIER EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	92
FIGURE 40 : QUANTITÉ DE CHALEUR À FOURNIR PAR L'INSTALLATION SOLAIRE AU MOIS DE JUILLET EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	93
FIGURE 41 : CONSOMMATION EN BIOMASSE POUR UN FONCTIONNEMENT DE JOUR AU MOIS DE JANVIER EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	94
FIGURE 42 : CONSOMMATION EN BIOMASSE POUR UN FONCTIONNEMENT DE NUIT AU MOIS DE JANVIER EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	94
FIGURE 43 : CONSOMMATION EN BIOMASSE POUR UN FONCTIONNEMENT DE NUIT AU MOIS DE JUILLET EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	95
FIGURE 44 : CONSOMMATION EN BIOMASSE POUR UN FONCTIONNEMENT DE JOUR AU MOIS DE JUILLET	96
FIGURE 45 : GAIN EN CONSOMMATION DE BIOMASSE POUR LE MOIS DE JUILLET EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	97
FIGURE 46 : RÉPARTITION DE LA PRODUCTION ÉLECTRIQUE POUR DIFFÉRENTS TYPES DE BIOMASSES.	99
FIGURE 47 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU SYSTÈME HYBRIDE POUR DIFFÉRENTS TYPES DE BIOMASSES	100
FIGURE 48 : CONSOMMATION DU SYSTÈME HYBRIDE POUR DIFFÉRENTS TYPES DE BIOMASSE.	101
FIGURE 49 : TEMPÉRATURE DES GAZ DE COMBUSTION EN FONCTION DU TAUX D'HUMIDITÉ	104
FIGURE 50 : TEMPÉRATURE DES GAZ DE COMBUSTION EN FONCTION DU TAUX D'HUMIDITÉ	104
FIGURE 51 : QUANTITÉ DE CHALEUR JOURNALIÈRE DÉLIVRÉE POUR LES DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE EN ABITIBI-TÉMISCAMINQUE, QUÉBEC, (CANADA).....	105
FIGURE 52 : QUANTITÉ DE CHALEUR JOURNALIÈRE DÉLIVRÉE POUR LES DIFFÉRENTS MOIS DE L'ANNÉE À NEW DELHI (INDE) [6].....	106
FIGURE 53 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU CYCLE TURBINE À AIR CHAUD EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION [18].	107
FIGURE 54 : RENDEMENT ÉLECTRIQUE DU CYCLE TURBINE À AIR CHAUD EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION POUR TROIS DIFFÉRENTES TEMPÉRATURES	108
FIGURE 55 : DIFFÉRENTS RENDEMENTS DU SYSTÈME HYBRIDE EN FONCTION DU TAUX DE COMPRESSION.....	108

Table des tableaux

TABLEAU 1 COEFFICIENT DE TROUBLE ATMOSPHÉRIQUE	23
TABLEAU 2 PARAMÈTRES DES COLLECTEURS SOLAIRES	24
TABLEAU 3 ESPÈCES DE BIOMASSES ANALYSÉES ET TYPE DE BROyage CORRESPONDANT	54
TABLEAU 4 TAUX DE CENDRES DE DIVERS TYPES DE BIOMASSE.	57
TABLEAU 5 DONNÉES MÉTÉOROLOGIQUES À ROUYN NORANDA POUR L'ENSEMBLE DES MOIS DE L' ANNÉE.	63
TABLEAU 6 DÉBIT OPTIMAL DES COLLECTEURS SOLAIRES	78
TABLEAU 7 PARAMÈTRES DU CYCLE À AIR CHAUD ET DU CYCLE À VAPEUR	80
TABLEAU 8 PARAMÈTRES DU CYCLE À AIR CHAUD ET DU CYCLE À VAPEUR POUR DIFFÉRENTS TYPES DE BIOMASSES	98

Nomenclature

Symboles

Symbole	Grandeur	Unité
B	Coefficient de trouble atmosphérique	
B _h	Base humide	
B _s	Base sèche	
C	Rapport de concentration du collecteur	
c _p	Chaleur spécifique	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
D _{in}	Diamètre intérieur du tube récepteur	m
D _{out}	Diamètre extérieur du tube récepteur	m
E _R	Épaisseur optique de Rayleigh	
ET	Équation du temps	minute
F'	Facteur du rendement du collecteur	
F _r	Facteur de dissipation de chaleur	
GJ	Gain de temps journalier	minute
H	Taux d'humidité	%
H	Enthalpie	kJ/kg
h _{cs}	Heure du coucher du soleil	
h _{fi}	Coefficient d'échange de chaleur convectif à l'intérieur du récepteur	W.m ⁻² .k ⁻¹
HLS	Heure locale standard	
h _{ls}	Heure du lever du soleil	
HR	Humidité relative dans l'air	%
h _{r,c-ext}	Coefficient d'échange par radiation	W.m ⁻² .k ⁻¹

$h_{r,f-c}$	coefficient de chaleur	$W.m^{-2}.K^{-1}$
HSA	Heure solaire	
h_v	Coefficient de perte par convection	$W.m^{-2}.K^{-1}$
I_D	Le rayonnement solaire direct	$W.m^{-2}$
I_{extra}	Rayonnement solaire extraterrestre	$W.m^{-2}$
k	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
L_c	Longueur du collecteur	m
LL	Longitude locale	degré
LS	Longitude standard	degré
m	Débit massique	$kg.s^{-1}$
M	Masse d'air optique	
M_i	Masse moléculaire	$kg.kmole^{-1}$
N	Numéro du jour dans l'année	
Nu	Nombre de Nusselt	
P_0	Pression à la condition normale	Pa
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	$MJ.kg^{-1}$
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	$MJ.kg^{-1}$
P_{el-air}	Puissance électrique produite par le système à air chaud	kW
P_{el-e}	Puissance électrique produite par le cycle vapeur	kW
$P_{el-global}$	Puissance électrique totale produite par le système hybride	kW
Pr	Nombre de Prandtl	
P_v	Pression partielle de vapeur d'eau	mm Hg
P_{vs}	Pression de vapeur de l'eau saturante dans l'air	mm Hg
$q'_{\mu sol}$	La quantité de chaleur délivrée par unité de longueur du collecteur solaire	$kW.m^{-1}$
Q_{in-air}	Quantité de chaleur réelle fournie par la chambre de combustion	kW

Q_{in-e}	Quantité de chaleur fournie par la biomasse au cycle vapeur	kW
$Q_{in-econo-air}$	Quantité de chaleur résiduelle en provenance de l'échangeur de chaleur récupérée par l'économiseur	kW
Q_{in-sol}	Quantité de chaleur fournie par l'installation solaire au cycle vapeur	kW
$Q_{rec-chauffage}$	Quantité de chaleur destinée au chauffage domestique	kW
$Q_{rec-comb}$	Quantité de chaleur récupérée par la chambre de combustion	kW
$Q_{rec-econo-bouill}$	Quantité de chaleur résiduelle en provenance de la bouilloire récupérée par l'économiseur	kW
Q_{u-sol}	Quantité de chaleur délivrée par le collecteur solaire	kW
Re	Nombre de Reynolds	
R_u	Constante des gaz parfait	J.kmole ⁻¹ .K ⁻¹
S_c	Surface intérieure de la couverture de verre	m ²
$S_{collecteur}$	Surface du collecteur solaire	m
S_r	Surface extérieur du récepteur	m ²
T	Température	K
T_L	Facteur de trouble de Linke	
U_0	Coefficient global de transfert de chaleur	W.m ⁻² .k ⁻¹
U_L	Coefficient global de perte de chaleur	W.m ⁻² .k ⁻¹
W	Largeur du collecteur	m
W_{ca}	Puissance fournie au compresseur	kW
$W_{cycle-air}$	Puissance nette produite par le système turbine à air chaud	kW
$W_{cycle-air}$	Puissance nette produite par le cycle air chaud	kW
$W_{cycle-e}$	Puissance nette fournie par le système turbine à vapeur	kW
W_e	Puissance produite par la turbine à vapeur	kW
W_{pe}	Puissance fournie à la pompe	kW

W_{ta}	Puissance produite par la turbine à air chaud	kW
X_i	Fraction massique des éléments i dans le combustible	
Y_i	Fraction volumique des éléments i dans le combustible	
v	Volume spécifique de l'eau	$m^3.kg^{-1}$

Symboles grecs

Symbole	Grandeur	Unité
α	Angle de la hauteur du soleil	Degré
δ	Angle de déclinaison	Degré
φ	Angle du zénith	Degré
λ	Ratio d'excès d'air	
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
ρ	Densité	$kg.m^{-3}$
τ	Taux de compression	
η_{el-air}	Rendement électrique du cycle à air chaud	%
η_{el-e}	Rendement électrique du cycle à vapeur	%
$\eta_{el-global}$	Rendement électrique du système hybride	%
η_{gl-air}	Rendement global du cycle à air chaud	%
η_{gl-e}	Rendement global du cycle à vapeur	%
η_{global}	Rendement global du système hybride	%
η_{g-ta}	Rendement de la génératrice de la turbine à air chaud	%
η_{g-te}	Rendement de la génératrice turbine à vapeur	%
η_{is-ca}	Rendement isentropique du compresseur	%
η_{is-pe}	Rendement isentropique de la pompe	%
η_{is-te}	Rendement isentropique de la turbine à vapeur	%
η_{m-ta}	Rendement mécanique de la turbine à air chaud	%
η_{m-te}	Rendement mécanique de la turbine à vapeur	%
η_o	Rendement optique du collecteur solaire	%
η_{th-air}	Rendement thermique du cycle à air chaud	%
$\eta_{th-bouil}$	Rendement thermique de la bouilloire	%

η_{th-c}	Rendement thermique du collecteur solaire	%
η_{th-e}	Rendement thermique du cycle à vapeur	%
η_{th-ech}	Rendement thermique de l'échangeur de chaleur	%
$\eta_{th-econo}$	Rendement thermique de l'économiseur	%
$\eta_{th-global}$	Rendement thermique du système hybride	%
$\eta_{th-prech}$	Rendement thermique du préchauffeur	%

Indices

a_1	État de l'air à l'entrée du compresseur
a_2	État de l'air à la sortie du compresseur
a_3	État de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud
a_4	État de l'air à la sortie de la turbine à air chaud
e_1	État de l'eau à l'entrée de la pompe
e_2	État de l'eau à la sortie de la pompe
e_3	État de l'eau à la sortie de l'économiseur
e_4	État de l'eau à l'entrée de la bouilloire
e_5	État de l'eau à l'entrée de la bouilloire
e_6	État de l'eau à l'entrée de la turbine à vapeur
e_7	État de l'eau à la sortie de la turbine à vapeur
ext	Extérieur
g_1	État des gaz de combustion à l'entrée de l'échangeur de chaleur et de la bouilloire
g_2	État des gaz de combustion à la sortie de l'échangeur de chaleur
g_3	État des gaz de combustion à la sortie de la bouilloire
g_4	État des gaz de combustion à l'entrée de l'économiseur
g_5	État des gaz de combustion à l'entrée de l'économiseur
HTF	Fluide caloporteur

i Entrée
o Sortie

Introduction

Les énergies renouvelables représentent toute forme d'énergie provenant de phénomènes naturels, tels que le soleil, le vent, les cours d'eau, la terre et la biomasse. L'aspect renouvelable d'une énergie réside dans le fait que cette dernière arrive à se renouveler assez rapidement de façon à ce que le fait d'en consommer ne limite pas son utilisation future. À titre d'exemple, les cours d'eau sont considérés comme étant des énergies renouvelables du moment que la fonte des glaces ainsi que la chute de pluie arrive à alimenter les cours d'eau avant qu'ils ne s'assèchent. Actuellement, le Canada répond à environ 6 % de sa demande énergétique à partir de la combustion de la biomasse. Cette portion en bioénergie renouvelable se classe au deuxième rang en matière d'énergie primaire au Canada directement après l'hydro-électricité [1]. La production d'énergie à partir de la biomasse est synonyme de génération de chaleur. En effet, la combustion de la biomasse permet d'exploiter l'énergie emmagasinée à l'intérieur de celle-ci. Il existe plusieurs systèmes de cogénération pour transformer l'énergie contenue dans la biomasse en électricité et chaleur. Ces systèmes sont classés par le type de moteur qui entraîne le générateur électrique. Actuellement, cinq types de systèmes sont utilisés, il s'agit des turbines à vapeur, des turbines à gaz, des moteurs alternatifs, des micro-turbines et des cycles combinés turbines à gaz et turbines à vapeur. Cela dit, de nouvelles technologies ont fait leur apparition dans le domaine de la cogénération comme les piles à combustible et les moteurs Stirling [2-3]. Dans le présent travail, il sera question d'une centrale qui exploite un cycle combiné turbine à gaz et turbine à air chaud.

1. Contexte et problématique

La réduction des dépenses énergétiques pousse de plus en plus les industriels du Québec, en particulier, dans les domaines : papetier, scieries, mines et de production de l'énergie à opter pour une voie de plus grande efficacité énergétique en utilisant comme combustibles les résidus forestiers, les résidus de l'industrie du bois et de l'industrie des pâtes et papiers pour la production de l'électricité et de chaleur. En mars 2006, dix centrales de production d'énergie à partir de la biomasse (écorces et autres sous-produits de scieries) d'une puissance installée totalisant 299 MW étaient en exploitation au Québec et raccordée au réseau d'Hydro-Québec [4]. Cependant, le ralentissement du secteur forestier a engendré une augmentation des coûts de la biomasse, par conséquent une augmentation des coûts de production des centrales à cogénération. En effet, en 2011, Boralex a mis à l'arrêt sa centrale thermique d'Ashland à cause des coûts de production élevés [5] et l'avenir des autres centrales est incertain du moment que ces installations sont énergivores et peu rentables.

Afin d'améliorer les performances énergétiques, les consommations et la gestion de production des installations à cogénération, il serait judicieux de concevoir un système qui substitue une partie de la consommation en biomasse par une énergie renouvelable gratuite en ayant recours à deux unités de production électrique indépendantes afin d'assurer la production en tout temps. Des études antérieures sur des modèles hybrides de production d'énergie "solaire-biomasse" ont démontré que l'intégration d'une centrale solaire à collecteurs cylindro-parabolique dans une centrale thermique à cogénération réduit la consommation en biomasse [6-8].

Le recours à un cycle combiné turbine à air chaud à et un turbine à vapeur accouplé à une installation solaire permet aussi d'avoir deux supports de production. Cependant, la gestion et l'évaluation des paramètres qui influent sur les performances d'un tel système nécessitent la connaissance des paramètres clés de chacun de ses sous-systèmes, car le système hybride proposé dans le cadre cette étude se compose de quatre sous système bien distincts et qui sont :

- Turbine à air chaud,
- Turbine à vapeur,
- Chambre de combustion,
- Installation solaire avec des collecteurs cylindro-parabolique.

2. Objectifs

De ce qui précède, deux types d'objectifs sont à distinguer dans cette étude :

2.1 Objectifs généraux

- Réduire les coûts de production d'énergie ;
- Optimiser la gestion de production d'énergie ;
- Caractériser et valoriser les résidus forestiers ;
- Réduire les émissions des gaz à effet de serre.

2.2 Objectifs spécifiques

Développer un modèle numérique pour la simulation d'un système hybride d'énergie renouvelable biomasse solaire'' pour la production de l'électricité et de chaleur. Ceci en vue d'identifier et de prédire les paramètres qui améliorent la gestion et les performances du système.

3. Méthodologie et démarche scientifique

Des approches numériques et expérimentales sont mises en œuvre afin d'atteindre les objectifs escomptés. La démarche scientifique est centrée sur les activités suivantes :

3.1 Évaluation du potentiel de la ressource renouvelable mise en œuvre

Afin de pouvoir évaluer les performances du système hybride, il est primordial d'évaluer tout d'abord le potentiel solaire du site d'implantation, et ce par la conception d'un modèle numérique qui calcule le rayonnement direct moyen pour la journée du 15 de chaque mois de l'année.

Par la suite, des travaux sur la caractérisation énergétique de la biomasse sont entrepris. Les résultats expérimentaux obtenus permettent de constituer une base de données qui sera implémentée dans le modèle numérique afin de pouvoir évaluer les performances du système pour différents types de biomasse utilisée.

3.2 Développer des modèles numériques pour l'ensemble des sous-systèmes

La conception du modèle numérique qui régit et prédit respectivement, le fonctionnement et les performances du système hybride est réalisé en modélisant l'ensemble de ces sous-systèmes. Les modèles numériques développés pour l'ensemble des sous-systèmes sont à la fois simples, précis et suffisamment rapides pour permettre l'étude et l'optimisation du système hybride au complet. Vu la complexité du système hybride et le nombre important de paramètres qui influent sur les performances de ce système hybride, l'accent est particulièrement mis sur les paramètres clés associés au

fonctionnement du cycle turbine à air chaud tel que la température d'entrée de la turbine à air chaud, la température de l'air à l'entrée du compresseur, le taux de compression et le type de biomasse de façon à mettre en évidence leurs influences sur le comportement et les performances du système hybride.

Par la suite, un programme de calcul a été développé pour évaluer les modèles numériques en utilisant le logiciel Microsoft Excel. Ce programme permet d'intégrer le logiciel Xsteam 2.6 [9], qui permet de déterminer les différents états de l'eau et de la vapeur dans le cycle Rankine. Les données météorologiques du site d'implantation du système pour les différents mois de l'année tels que la température extérieure, la pression atmosphérique et la vitesse du vent sont fournies par le logiciel Reetscreen international [10], qui à son tour s'intègre dans l'élaboration du programme de calcul développé.

3.3 Faire des simulations numériques à l'aide du modèle numérique global développé

Une fois le modèle numérique global établi et la demande énergétique fixée, la problématique est de chercher des stratégies de gestion des flux d'énergie de façon à pouvoir exploiter au maximum la quantité de chaleur résiduelle des gaz de combustion de la biomasse tout en assurant un maintien de la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'installation solaire à une valeur fixe. Afin d'atteindre les objectifs escomptés, une étude fondée sur des cas simples de systèmes multi production a été réalisée pour quatre cas de figure correspondant au fonctionnement du système pendant les mois de janvier et de juillet, pendant le jour et la nuit.

3.4 Valider les modèles numériques obtenus

La validation est réalisée en comparant les résultats obtenus par les simulations numériques (températures, rendements, quantité de chaleur) aux résultats existants dans de la littérature.

3.5 Plan du mémoire

Le présent travail se subdivise en 6 chapitres.

Dans le premier chapitre, une présentation des différents sous-systèmes qui composent le système hybride ‘‘solaire-biomasse’’ est réalisée. Ainsi les différentes solutions technologiques choisies permettant d’exploiter les ressources solaires et biomasses sont présentées.

La modélisation énergétique complète du système hybride est réalisée au deuxième chapitre. Les modèles de la chaîne de production solaire et biomasse sont élaborés en vue d’estimer la production ainsi que les performances du système hybride.

Dans le troisième chapitre, la caractérisation physico-chimique de la biomasse est présentée. En effet, dix types de biocombustibles ont été soumis à différents tests afin de déterminer la composition chimique, la teneur en humidité, le taux de cendres ainsi que le pouvoir calorifique de chaque type de biocombustible.

Dans le quatrième chapitre, les résultats obtenus dans les simulations numériques sont exposés et discutés. Par la suite, une validation des résultats est proposée dans le cinquième chapitre.

Pour clôturer, une synthèse est présentée ainsi que les perspectives et les extensions possibles.

Chapitre 1

Revue de littérature de l'ensemble des sous-systèmes d'un système hybride solaire-biomasse

Le système hybride proposé dans le cadre de cette étude est une combinaison de plusieurs systèmes conventionnels de production d'énergie. Dans ce chapitre, l'accent est mis sur la présentation des différents sous-systèmes qui forment le système hybride.

1.1 Collecteurs thermiques solaires

Les collecteurs thermiques d'énergie solaire sont une forme d'échangeurs de chaleur qui permettent de convertir l'énergie de la radiation du soleil en une énergie thermique qui par la suite est exploitée par différents supports de production d'énergie. La composante majeure de tout système solaire est le collecteur solaire. La *Figure 1* représente un collecteur solaire de type cylindro-parabolique. Ce dernier est un dispositif qui absorbe le rayonnement solaire entrant, le convertit en chaleur. Cette dernière est transférée à un fluide circulant à l'intérieur du tube récepteur du collecteur solaire. Ce fluide peut être de l'huile, de l'eau ou encore de l'air. Selon les applications, l'énergie thermique récupérée par le fluide est acheminée vers des échangeurs ou des réservoirs de chaleur.

Afin d'améliorer les performances des collecteurs cylindro-parabolique, ces derniers peuvent être orientés dans la direction est-ouest en suivant le soleil du nord au sud ou bien orientés nord-sud en suivant le soleil d'est en ouest, grâce à des mécanismes de suivi.

Concernant le choix de l'orientation des collecteurs, chaque mode d'orientation a ses avantages et inconvénients. Les collecteurs orientés est-ouest requièrent un ajustement minimum durant la journée et la large ouverture du collecteur fait toujours face aux rayons du soleil à midi. Par contre, la performance du collecteur se trouve amoindrie durant les premières et dernières heures du jour à cause des grands angles d'incidence du rayonnement. Les collecteurs orientés nord-sud ont un rendement amoindri à l'heure du midi, mais un bon rendement durant les premières et dernières heures du jour.

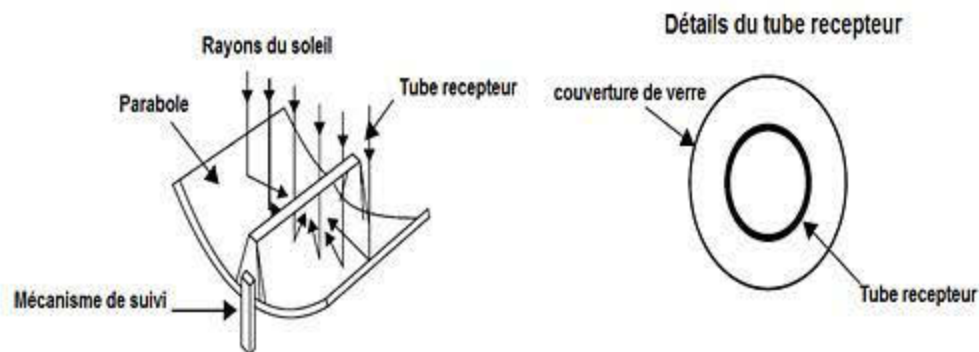


Figure 1 : Collecteur solaire cylindro-parabolique [11]

1.2 Cycle combiné

Les systèmes de cogénération à cycles combinés sont principalement composés d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur. Les gaz d'échappement de la turbine à gaz chauffent l'eau dans la bouilloire afin de produire la vapeur nécessaire pour entraîner la turbine à vapeur. La centrale de FUTTSE au Japon est l'une des plus importantes de ce type avec une puissance installée de 2 000 MW [3]. Cette dernière est essentiellement alimentée en gaz.

1.2.1 Turbines à vapeur

Les turbines à vapeur sont sans doute la technologie la plus répandue dans les procédés de cogénération. Elles sont principalement utilisées dans les grandes et moyennes installations, leurs puissances varient de 500 KW à 80 MW [3]. Cependant, les turbines à vapeur ne sont pas rentables dans les petites installations, car les systèmes de cogénération exploitants des turbines à vapeur produisent généralement plus de chaleur que d'électricité, en effet, le ratio chaleur-électricité varie de 3:1 à 10:1. Il est déterminé par les besoins thermiques du site. Les systèmes de cogénération à turbine à vapeur produisent de la vapeur dans une chaudière, par la suite cette vapeur se détend dans une turbine pour produire de l'énergie mécanique. Cette dernière entraîne un générateur électrique pour générer de l'électricité. Dans les centrales d'usine ou de chauffages urbains, les pressions courantes d'entrée des turbines sont comprises entre 25 et 80 bars [3], et les surchauffes entre 280 et 500 °C [3]. Les rendements isentropiques des turbines varient de 55 % pour les machines simples et peu coûteuses à 85 % pour les machines perfectionnées à grand nombre d'étages. Le cycle de turbine à vapeur peut être modélisé par le cycle

de Rankine. La chaleur récupérée dans le procédé peut servir dans des procédés industriels de séchage de bois, ou peut être réutilisée dans le circuit en faisant une régénération.

1.2.2 Turbines à air chaud

Les turbines à air chaud sont en réalité des turbines à gaz. Cette technologie a été développée dans le but d'éliminer l'une des principales limites des turbines à gaz qui est faire fonctionner la turbine à gaz avec des fluides moteurs propres. En effet l'utilisation d'un fluide moteur propre tel que l'air par exemple permet d'éviter la détérioration des aubes de la turbine par les phénomènes d'érosion, de dépôts et de corrosion. La technologie turbine à air chaud permet d'utiliser des combustibles solides comme la biomasse, le charbon et les déchets ménagers sans avoir recours à la conversion des combustibles en liquide ou en gaz (pyrolyse ou gazéification). Cela dit, pour la biomasse dont le taux d'humidité est supérieur à 50 % les rendements du système sont très faibles. De ce fait l'intégration d'un séchoir en amont de la chambre de combustion permet d'améliorer les performances du système [18].

La problématique des turbine à air chaud réside dans le fait que les gaz de combustion qui traversent l'échangeur de chaleur détériorent ce dernier par les phénomènes d'érosion, de dépôts et de corrosion, Cependant, traiter le problème au niveau de l'échangeur de chaleur serait moins onéreux que le traiter au niveau de la turbine.

Les performances des turbines à air chaud dépendent de la température réalisable à l'entrée de la turbine à air chaud. La technologie actuelle permet d'atteindre des températures qui se situent entre 700 °C et 750 °C à l'entrée de la turbine [9]. Ces valeurs sont liées aux caractéristiques thermiques de l'échangeur de chaleur, car les technologies actuelles autorisent une température maximale de 800 °C dans l'échangeur de chaleur du côté gaz

chaud. Des températures plus élevées au niveau de l'entrée de la turbine à air chaud sont nécessaires pour atteindre de meilleurs rendements de l'installation. Ceci est réalisable grâce à l'utilisation des matériaux résistants à de hautes températures dans les échangeurs de chaleur comme des super alliages ou de la céramique [12-14].

Le taux de compression est l'un des paramètres clés qui influent sur le rendement des turbines à air chaud. Les travaux menés sur l'influence du taux de compression sur le rendement du cycle à air chaud [15-17] ont permis de constater que le rendement maximal du système était donné pour une valeur bien précise du taux de compression.

1.3 Combustion de la biomasse

La biomasse peut être convertie en chaleur ou en électricité soit par des procédés thermochimiques soit par des procédés biochimiques. Généralement, les procédés biochimiques consistent à la fermentation de la biomasse à des fins de production d'alcool ou bien la digestion anaérobie pour la production de méthane ou d'autres gaz. Dans le cadre de ce projet de recherche, il s'agira particulièrement des procédés thermochimiques qui comptent quatre modes de conversion : la pyrolyse, la gazéification, la liquéfaction et la combustion directe qui est sans doute la technologie la plus avancée et la plus utilisée [29]. La combustion est un phénomène qui fait appel à de nombreux aspects physiques et chimiques assez complexes. La nature de la combustion dépend généralement du type de combustible et du domaine d'application de la combustion. Généralement, le processus de combustion est en continu ou bien par lots. L'alimentation en comburant (air) peut être forcée ou bien naturelle (poêles à bois traditionnels). La combustion de la biomasse se produit en quatre étapes bien distinctes, le séchage, la pyrolyse, la gazéification et la combustion.

Le séchage, la pyrolyse et la gazéification sont les premières étapes dans les processus de combustion [29]. Dans les applications de combustion à grande échelle où l'alimentation en combustible est continue, telle que la combustion sur des grilles mobiles. Les étapes de combustion se produisent dans diverses sections de la grille. Il est donc difficile de dire ce qui se passe au juste à chaque endroit de la grille. Toutefois, dans les applications de combustion par lots il est à distinguer les trois différentes phases de combustion dans l'espace et dans le temps. La *Figure 2* représente qualitativement le processus de combustion d'une petite particule de biomasse [29]. La première phase consiste dans l'évaporation de l'eau contenue dans le bois.

Au cours de la deuxième phase, par suite d'une augmentation de température du bois, les gaz volatils sont vaporisés. Ces vapeurs contiennent entre 50 et 60% de la valeur calorifique du bois [29].

La troisième et dernière phase comprend l'oxydation du carbone contenu dans le bois jusqu'à la réduction de ce dernier en cendres.

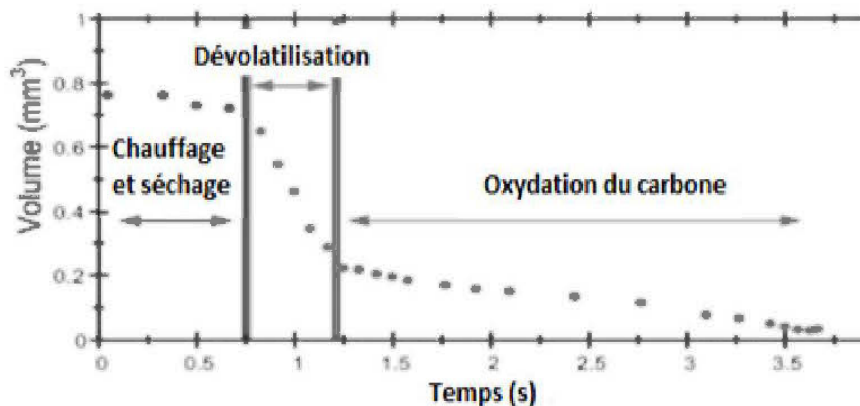


Figure 2 : Phases distinctes de la combustion d'une petite particule de biomasse [29]

Dans le cas des grosses particules de biomasse, il y'aura un certain degré de chevauchement entre les phases et cet effet est d'autant plus prononcé dans les processus de combustion par lots comme dans la combustion de bois dans les poêles et les foyers. Plusieurs paramètres affectent le rendement de la combustion dont la nature des émissions ainsi que la température des parois de la chambre de combustion. Les paramètres clés qui ont de l'influence sur la combustion de la biomasse sont [29] : les mécanismes de transfert de chaleur ; l'isolation ; le préchauffage d'air ; la suralimentation en air ; le type de combustible ; la charge en combustible ; la composition du combustible ; le taux de consommation du combustible et temps de combustion ; la teneur en humidité du combustible ; le design ; les matériaux ; l'échange de chaleur ; la distribution d'air ; le niveaux d'alimentation en air et en combustible ; la distribution du combustible ; la distribution de chaleur ; les boucliers anti-rayonnants et la régulation

1.4 Conclusion

Les champs d'applications ainsi que quelques caractéristiques techniques des collecteurs solaires cylindro paraboliques, des turbines à vapeur, des turbines à gaz ainsi que les chambres de combustion sont présentées dans ce chapitre. L'ensemble des sous-systèmes qui forment le système hybride proposé dans le présent travail de recherche sont des technologies fiables et éprouvées cela dit, la réalisation même d'un prototype du système hybride peut s'avérer assez complexe d'un point de vue technique. À cet effet, il paraît plus opportun d'élaborer un modèle numérique qui permettra d'évaluer les performances d'un tel système, chose qui sera développée dans le chapitre2.

Chapitre 2

Modélisation mathématique du système hybride solaire biomasse

Dans ce chapitre, le schéma du système hybride et l'ensemble de ses sous-systèmes sont présentés. Par la suite, les équations qui régissent le fonctionnement et les performances du système hybride solaire biomasse seront décrites en spécifiant les hypothèses.

2.1 Description du modèle

La *Figure 3* schématise le système hybride solaire-biomasse proposé dans le cadre de cette étude. Il s'agit d'une centrale à cogénération à cycle combiné qui intègre une installation solaire composée de collecteurs cylindro-paraboliques. En effet, le système proposé est un assemblage de quatre unités de production bien distinctes :

- **Partie solaire** : elle se compose selon les besoins d'un ou de plusieurs collecteurs solaires cylindro- paraboliques assemblés en parallèle et de la pompe 2.
- **Partie vapeur** : elle se compose d'une turbine à vapeur, d'un économiseur, d'un condenseur, d'une pompe 1, d'un préchauffeur, d'une bouilloire et d'un générateur électrique
- **Partie air chaud** : elle se compose d'un compresseur, d'une turbine à air chaud, d'un échangeur de chaleur et d'un générateur électrique.
- **Partie combustion** : elle se compose d'une chambre de combustion qui exploite de la biomasse comme carburant et l'air chaud en provenance de la turbine à air chaud comme comburant.

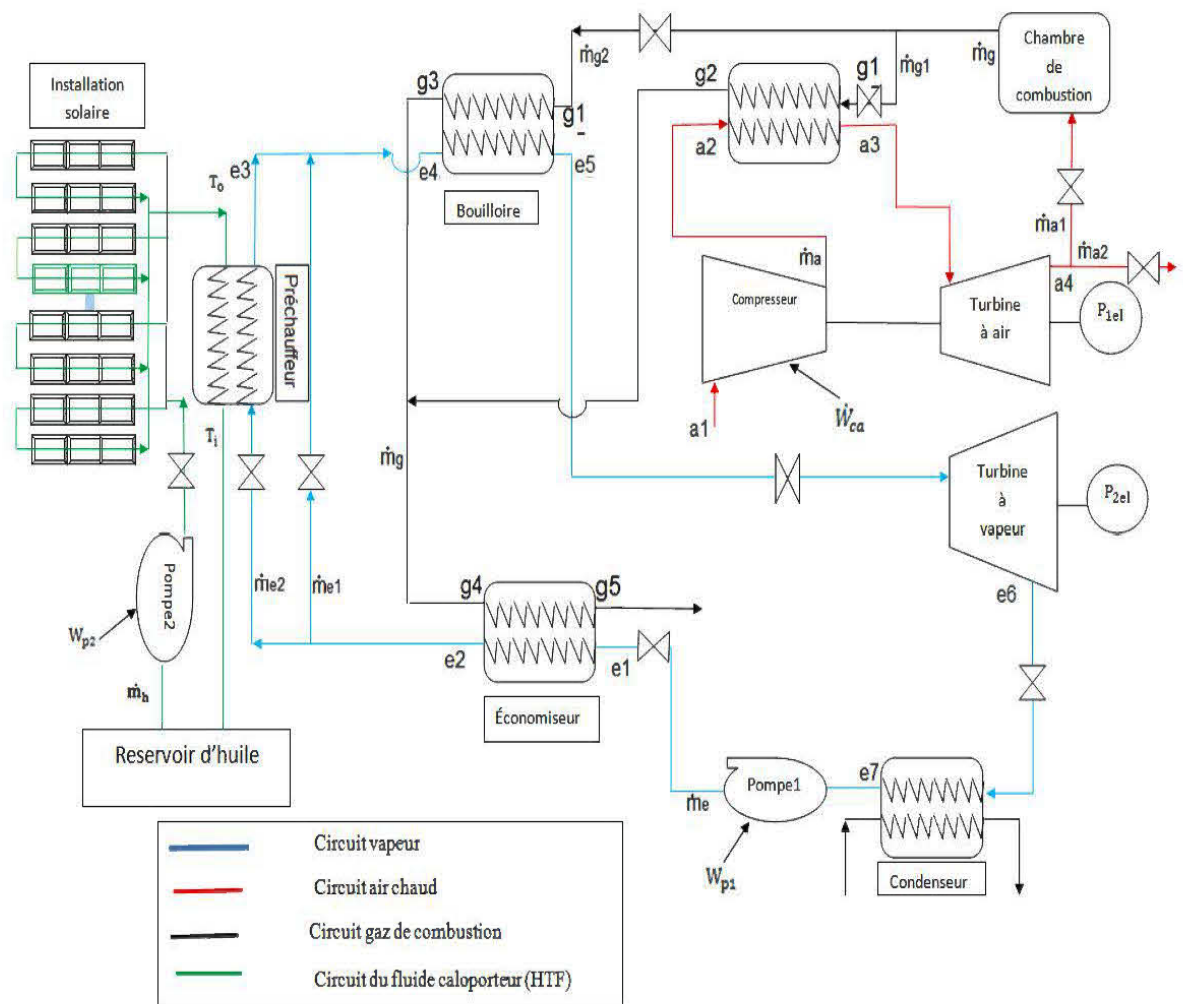


Figure 3 : Système hybride solaire-biomasse

Le système est conçu de façon à fonctionner selon les trois modes, un mode été jour, un mode hiver jour et un mode hiver (ou été) nuit

Mode été pendant le jour

Pendant l'été, le soleil est fortement présent, comme c'est une source gratuite d'énergie elle sera exploitée au maximum afin de réduire la consommation en biomasse. L'installation solaire doit s'ajuster de façon à ce que l'eau à la sortie du préchauffeur atteigne la température requise à l'entrée de la bouilloire. Pendant cette saison, le système hybride doit produire que de l'électricité, car la demande en chauffage est nulle. Pour ce faire, le système hybride doit s'ajuster de façon à ce que toute la chaleur récupérée au niveau de la turbine à air chaud soit dirigée vers la chambre de combustion.

Mode hiver pendant le jour

Pendant l'hiver, le système doit produire une puissance électrique fixée par le consommateur et récupérer la chaleur utile à la sortie de la turbine à air chaud. La partie solaire ne sera pas trop sollicitée, car le soleil n'est pas forcément au rendez-vous tous les jours. Dans cette configuration, il est primordial de fixer la température de l'eau à la sortie de l'économiseur, afin d'assurer le bon fonctionnement de l'installation solaire de manière à ce que le fluide à la sortie du préchauffeur caloporteur reste chaud et que la température de l'eau ne dépasse pas la température flash de la bouilloire à l'entrée de celle-ci.

Mode nuit

Pendant les nuits d'été ou d'hiver, la contribution solaire est nulle, de ce fait le système hybride doit se comporter comme une centrale à cogénération conventionnelle qui produit de l'électricité et de la chaleur, mais doit assurer que la température de l'eau à la sortie de la bouilloire atteigne la température requise à l'entrée de la bouilloire.

2.2 Formulation mathématique

La mise en place des équations qui régissent le fonctionnement du système hybride est une tâche fastidieuse, du fait que le système se compose de quatre sous-systèmes bien distincts (installation solaire, turbine à air chaud, turbine à vapeur et chambre de combustion). Le fonctionnement de chaque sous-système dépend de différents paramètres qui lui sont associés, cela dit l'interaction des sous-systèmes entre eux fait en sorte qu'un paramètre de sortie d'un sous-système devienne un paramètre d'entrée de l'autre. La formulation mathématique proposée dans ce travail consiste à mettre en équation chacun des sous-systèmes.

2.3 Installation solaire

Afin d'évaluer les performances de l'installation solaire, il est primordial d'évaluer le rayonnement solaire du site d'implantation du système.

Dans le cadre de cette étude, seules les équations qui régissent le rayonnement solaire direct sont établies, car les collecteurs cylindro-paraboliques n'exploitent que le rayonnement solaire direct contrairement au rayonnement solaire diffus qui n'est pas capté par ce genre de dispositif. Pour l'ensemble des calculs, le rayonnement solaire direct incident sur l'ouverture du collecteur cylindro-parabolique est considéré normal à ce dernier.

2.4 Paramètres géométriques et atmosphériques

La connaissance de la trajectoire du soleil dans le ciel est nécessaire pour calculer l'énergie solaire, le rayonnement reçu par une surface, le gain de chaleur, l'orientation correcte des capteurs solaires, la disposition des collecteurs afin d'éviter l'ombrage et de nombreux autres facteurs. Pour la

plupart des applications d'énergie solaire il faut au préalable savoir la position du soleil dans le ciel à n'importe quel moment de la journée et de l'année [11].

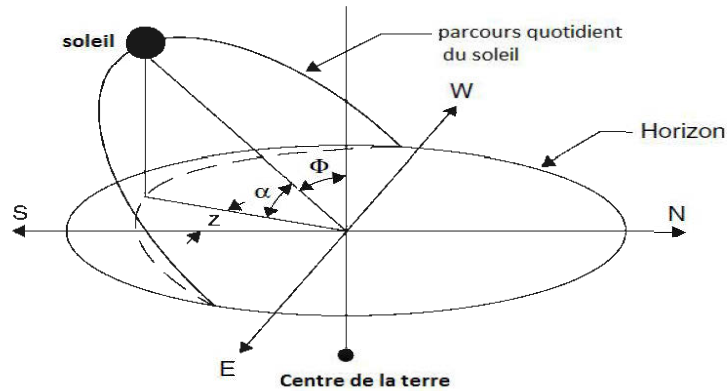


Figure 4 : Chemin quotidien du soleil dans le ciel

Le chemin quotidien du soleil est illustré par la *Figure 4*. Selon Ptolémée [11], le soleil se déplace avec deux degrés de liberté sur la volute céleste. De ce fait, sa position par rapport à un observateur sur terre peut être entièrement décrite par deux angles astronomiques : l'altitude solaire (α) et l'azimut (Z). Afin d'établir les équations donnant l'altitude solaire et l'azimut, les angles de déclinaison (δ) solaire et de l'angle horaire solaire (h) doivent être définis. Ces derniers sont requis dans toutes les formulations de calcul d'angles solaires [11].

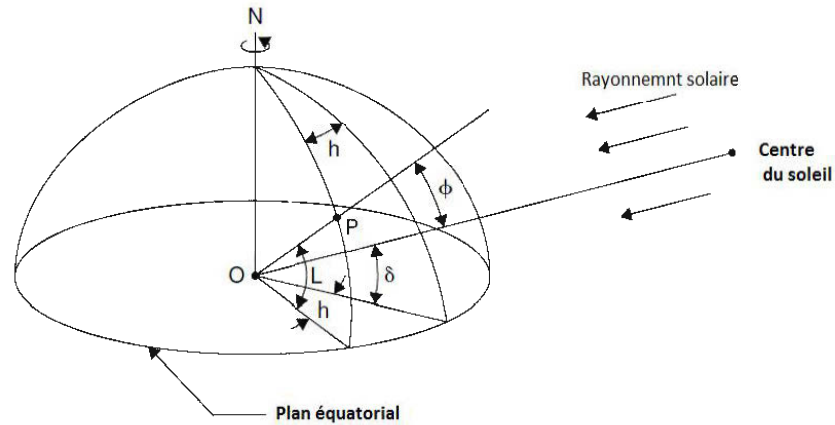


Figure 5 : Paramètres géométriques du rayonnement incident

2.4.1 Déclinaison

La déclinaison solaire (δ) représente l'angle formé par la droite reliant la terre au soleil et le plan équatorial (positif vers le nord) comme l'illustre la *Figure 5*. La déclinaison est égale à zéro aux équinoxes d'automne et de printemps et varie de $+23,45^\circ$ à $-23,45^\circ$ aux solstices d'hiver et d'été.

L'angle de déclinaison (δ) en degré pour n'importe quel jour de l'année (N) peut être exprimé approximativement par la formule [24]

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (1)$$

2.4.2 Angle horaire

L'angle horaire h est illustré à la *Figure 5*, il correspond à l'angle formé entre la projection du point P sur le plan équatorial à un moment donné et la projection du soleil sur ce même plan. L'angle horaire correspond au nombre de minutes à partir du midi local. Ce dernier est considéré positif en après-midi et négatif en avant midi

L'angle horaire (degré) se calcule comme suit :

$$h = 15(HSA - 12) \quad (2)$$

L'heure solaire apparente (minutes) est calculée comme suit :

$$HSA = HLS + ET \pm 4(LS - LL) + GJ \quad (3)$$

L'heure locale standard (minutes) est calculée comme suit :

$$HLS = 12 - ET \pm 4(LS - LL) \quad (4)$$

L'équation du temps (minutes) est calculée comme suit :

$$ET = 9.87 \cdot \sin(2B) - 7.53 \cos(B) - 1.5 \sin(B) \quad (5)$$

où :

$$B = (N - 81) \frac{360}{364} \quad (6)$$

LS : longitude standard

LL : longitude locale

GJ : gain de temps journalier pour l'heure d'été ou d'hiver

2.4.3 Hauteur du soleil

La hauteur du soleil est définie comme l'angle entre les rayons du soleil et le plan horizontal comme représenté par la figure 4

$$\alpha + \phi = \frac{\pi}{2} \quad (7)$$

La hauteur du soleil est calculée comme suit :

$$\sin(\alpha) = \cos(\phi) = \sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h) \quad (8)$$

2.4.4 Heures du lever et du coucher du soleil

Lorsqu'il y'a lever ou coucher du soleil l'altitude du soleil est nulle. L'heure du lever du soleil est positive, elle est calculée comme suit :

$$\cos(h_s) = -\tan(\delta) \tan(L) \quad (9)$$

Sachant que l'angle horaire à midi local est 0° et chaque 15° de longitude représente 1 heure, les heures du lever et du coucher du soleil sont déterminées à partir du midi solaire

$$H_{ls} = -H_{cs} = \frac{1}{15} \cos^{-1}[-\tan(\delta) \tan(L)] \quad (10)$$

La durée du jour correspond au double de l'heure du lever ou du coucher du soleil. La longueur de la journée est calculée comme suit :

$$Durée \text{ du jour} = \frac{2}{15} \cos^{-1}[-\tan(\delta) \tan(L)] \quad (11)$$

2.4.5 Rayonnement solaire extraterrestre

Le rayonnement solaire extraterrestre est défini comme étant la quantité d'énergie par unité de temps reçu par unité de surface normale au rayonnement placée à l'extérieur de l'atmosphère. Selon la formule de Duffie et Beckman [25], le rayonnement solaire extraterrestre est calculé comme suit :

$$I_{extra} = I_{cs} \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360N}{365}\right) \right] \quad (12)$$

I_{cs} : Constante solaire (1366.1 W/m^2 [26]).

2.4.6 Rayonnement solaire direct

Le rayonnement solaire atteignant la surface de la Terre est inférieur au rayonnement extraterrestre, du fait qu'une partie de ce dernier est dissipée en pénétrant dans l'atmosphère et l'autre est réfléchi par l'atmosphère. La partie du rayonnement solaire diffus émis par la voûte céleste et qui atteint la surface de la Terre est appelée rayonnement diffus. Le rayonnement solaire qui arrive directement dans l'atmosphère est appelé rayonnement direct. La radiation solaire reçue par une surface sur terre est la somme du rayonnement diffus, du rayonnement réfléchi par la terre et de la composante normale du rayonnement direct. Des travaux de recherches [20-23] ont permis de développer des méthodes de calcul du rayonnement solaire direct dont le principe consiste à calculer l'atténuation du rayonnement dans l'atmosphère en évaluant l'épaisseur optique de l'air ainsi que le facteur de trouble de Linke. La méthode de calcul choisie [20] est décrite par les étapes ci-dessous :

1. Calcul de la pression de vapeur saturante de l'eau dans l'air

$$P_{vs} = 2,165 * (1,098 + \frac{T_{al}}{100})^{8,02} \quad (13)$$

2. Calcul de la pression partielle de vapeur d'eau en fonction de l'humidité relative dans l'air

$$P_v = P_{vs} * HR\% \quad (14)$$

3. Calcul de la masse d'air optique

$$M = \frac{P_{am}}{101325 * \sin(\alpha) + 15198.75 * (3,885 + \alpha)^{-1,253}} \quad (15)$$

4. calcul de l'épaisseur optique de Rayleigh

$$E_R = \frac{1}{(0,9 * M + 9,4)} \quad (16)$$

5. Calcul du facteur de trouble de Linke

$$T_L = 2,4 + 14,6 * B + 0,4 * (1 + 2 * B) * \ln(Pv) \quad (17)$$

où :

B est le coefficient de trouble atmosphérique donné au *Tableau 1*.

Tableau 1 Coefficient de trouble atmosphérique [20]

Valeurs de B	Nature du lieu
0,02	Lieu situé en montagne
0,05	Pour un lieu rural
0,10	Pour un lieu urbain
0,20	Pour un lieu industriel (atmosphère polluée)

Le rayonnement solaire direct sur un plan récepteur normal à ce rayonnement vaut :

$$I_D = 1366,1 * \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360N}{365}\right) \right] * e^{(-E_R * M * T_L)} \quad (18)$$

2.5 Collecteurs cylindro-parabolique

L'étude des collecteurs cylindro-parabolique est basée sur un bilan énergétique simple [11]. Les collecteurs étudiés dans ce travail sont des modèles commerciaux dont les performances et les caractéristiques sont déjà cités dans des travaux antérieurs [6].

Les caractéristiques des collecteurs cylindro-parabolique étudiés sont données au *Tableau 2*.

Tableau 2 Paramètres des collecteurs solaires [6].

Paramètres	LS 3	Euro trough	Solar duke
Surface (m ²)	545	817	313
Largeur (m)	5,76	5,76	5
Longueur (m)	99	150	65
Diamètre de la couverture de verre (m)	0,07	0,07	0,07
Distance focale (m)	1,71	1,71	1,49
Diamètre intérieur du tube récepteur (m)	0,04	0,066	0,06
Diamètre extérieur du tube récepteur (m)	0,045	0,07	0,07
Émissivité du tube récepteur	0,19	0,15	0,24
Rendement optique du collecteur	0,8	0,8	0,8
Émissivité de la couverture de verre	0,9	0,9	0,9

2.5.1 Hypothèses simplificatrices

Afin d'étudier les collecteurs cylindro-paraboliques, les hypothèses suivantes seront considérées :

- le gradient de température le long du tube récepteur est négligeable ;
- le régime est stationnaire;
- l'énergie absorbée par la couverture de verre est négligeable;
- la conduction entre le tube récepteur et les supports du collecteur est négligeable
- le tube récepteur est renfermé sous vide dans la couverture de verre;
- l'écoulement du fluide caloporteur (HTF) le long du tube récepteur est unidimensionnel;
- les effets de la poussière et de la neige sur le collecteur ne sont pas pris en compte;

- le collecteur est doté d'un mécanisme de suivi qui permet d'avoir des angles d'incidence nuls.

2.5.2 Coefficient global de perte de chaleur [11]

Le coefficient global de perte de chaleur représente l'ensemble des pertes de chaleur par convection et radiation entre le tube récepteur et le milieu ambiant.

Le coefficient d'échange par convection entre la couverture de verre et le milieu ambiant causée par le vent s'écrit sous la forme :

$$h_v = \frac{Nu * k_{air}}{D_c} \quad (19)$$

Le nombre de Nusselt dépend de la vitesse du vent, autrement dit, du nombre de Reynolds

Pour $0.1 < Re < 1000$,

$$Nu = 0,4 + 0.54(Re)^{0,52} \quad (20)$$

Pour $1000 < Re < 50000$,

$$Nu = 0.3(Re)^{0,6} \quad (21)$$

où :

$$Re = \frac{\rho_{air} * V * D_c}{\mu_{air}} \quad (22)$$

Le coefficient d'échange radiatif entre la couverture de verre et l'air extérieur s'exprime comme suit :

$$h_{r,c-ext} = \varepsilon_c * \sigma * (T_c + T_{ext}) * (T_c^2 + T_{ext}^2) \quad (23)$$

Le coefficient d'échange radiatif entre la couverture de verre et le tube récepteur est donné par :

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2) * (T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{S_r}{S_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad (24)$$

Finalement, le coefficient global de perte de chaleur correspond à :

$$U_L = \left[\frac{S_r}{(h_v + h_{r,c-ext})S_c} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (25)$$

Pour évaluer le coefficient d'échange radiatif $h_{r,r-c}$, il est nécessaire de fixer la température de la couverture de verre T_c à une température généralement proche de la température de l'air extérieur T_{ext} . Une fois le coefficient d'échange radiatif $h_{r,r-c}$ calculé, la température de la couverture de verre est calculée afin de vérifier si la valeur de cette dernière correspond à valeur estimée au départ. Pour ce faire le bilan énergétique de la couverture de verre est établi en négligeant la radiation absorbée par cette dernière.

$$S_c (h_{r,c-ext} + h_v)(T_c - T_{ext}) = S_r h_{r,r-c} (T_r - T_c) \quad (26)$$

La résolution de l'équation (26) permet de déterminer la température de la couverture de verre. Par la suite la température obtenue est comparée à la valeur estimée de départ

$$T_c = \frac{S_r h_{r,r-c} T_r + S_c (h_{r,c-ext} + h_v) T_{ext}}{S_r h_{r,r-c} + S_c (h_{r,c-ext} + h_v)} \quad (27)$$

L'évaluation de la température de la couverture de verre T_c est réalisée par itération. En premier lieu, le coefficient global de perte de chaleur U_L de l'équation (25) est évalué pour une température de la couverture de verre T_c

généralement proche de la température de l'air extérieur T_{ex} . Par la suite si T_c calculé de l'équation (27) diffère de la valeur de départ, il sera procédé à une autre itération. Généralement au bout de deux itérations on arrive à un résultat concluant.

2.5.3 Coefficient global de transfert de chaleur [11]

Le coefficient global de transfert de chaleur représente le coefficient d'échange de chaleur entre le fluide caloporteur et l'air ambiant :

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{out}}{h_{HTF} D_{in}} + \frac{D_{out} \ln(D_{out} / D_{in})}{2k_{HTF}} \right] \quad (28)$$

Le coefficient d'échange de chaleur convectif à l'intérieur du récepteur est établi par l'équation suivante :

$$h_{HTF} = \frac{Nu_{HTF} * k_{HTF}}{D_i} \quad (29)$$

Le nombre de Nusselt dépend du débit du fluide caloporteur, autrement dit, du nombre de Reynolds

Pour $Re > 2300$

$$Nu_{HTF} = 0.023(Re_{HTF})^{0.8} * (Pr_{HTF})^{0.4} \quad (30)$$

Pour $Re < 2300$,

$$Nu = Cte = 4,364 \quad (31)$$

où :

$$Re_{HTF} = \frac{\rho_{HTF} * V_{HTF} * D_i}{\mu_{HTF}} \quad (32)$$

$$\text{Pr}_{HTF} = \frac{c_{P-HTF} * \mu_{HTF}}{k_{HTF}} \quad (33)$$

2.5.4 Rendement thermique du collecteur solaire [11]

À l'état d'équilibre, la quantité de chaleur délivrée par le collecteur solaire correspond à la différence entre la quantité de chaleur transmise au fluide caloporteur et celle cédée par le tube récepteur à l'environnement, soit par convection, radiation ou conduction qui sont regroupées dans le terme U_L . Le rendement instantané d'un collecteur solaire peut être calculé à partir du bilan énergétique de son récepteur.

$$Qu_{sol} = I_D * \eta_{0sol} * S_{collecteur} - S_r * U_L * (T_r - T_{ext}) \quad (34)$$

La quantité de chaleur délivrée par unité de longueur du collecteur s'exprime comme suit :

$$q'u_{sol} = \frac{Qu_{sol}}{L} = \frac{I_D * \eta_0 * S_{collecteur}}{L} - \frac{S_r * U_L * (T_r - T_{ext})}{L} \quad (35)$$

Il est plus judicieux d'exprimer $q'u_{sol}$ en termes d'énergie transmise au fluide à la température locale du fluide T_{HTF}

$$q'u_{sol} = \frac{\left(\frac{S_r}{L}\right) * (T_{HTF} - T_{ext})}{\frac{D_0}{h_{HTF} D_i} + \frac{D_0 \ln(D_0 / D_i)}{2k_{HTF}}} \quad (36)$$

Après élimination de T_r , des équations (35) et (36) quantité de chaleur délivrée par unité de longueur du collecteur devient :

$$q'u_{sol} = F' * \frac{S_{collecteur}}{L} \left(I * \eta_0 - \frac{U_L * (T_{HTF} - T_{ext})}{C} \right) \quad (37)$$

où :

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_0}{h_{HTF} D_i} + \frac{D_0 \ln(D_0 / D_i)}{2k_{HTF}}} = \frac{U_0}{U_L} \quad (38)$$

F' est le facteur du rendement du collecteur, il représente le ratio du gain d'énergie utile réelle au gain d'énergie utile qu'il en résulterait si la température locale de surface du tube récepteur était la même que celle du fluide caloporteur. Le dénominateur de l'équation (38) représente la résistance de chaleur entre le fluide caloporteur et l'air extérieur.

Il est toujours souhaitable d'exprimer le gain total d'énergie utile du collecteur en fonction de la température d'entrée du fluide T_i caloporteur. Ceci peut se faire en introduisant le facteur d'évacuation de chaleur F_r .

L'équation (34) s'écrit comme suit :

$$Qu_{sol} = F_r [I_D * \eta_{0sol} * S_{collecteur} - S_r * U_L * (T_i - T_{ext})] \quad (39)$$

où F_r représente le facteur de dissipation de chaleur.

$$F_r = \frac{\dot{m}_f C_{p-HTF}}{A_r U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{S_r U_L F'}{\dot{m}_{HTF} C_{p-HTF}}\right) \right] \quad (40)$$

Le rendement thermique du collecteur s'obtient en divisant l'équation (39) sur la quantité de chaleur reçue par le collecteur

$$\eta_{thc} = F_r \left[\eta_0 - \frac{U_L * \{T_i - T_{ext}\}}{C * I_D} \right] \quad (41)$$

où :

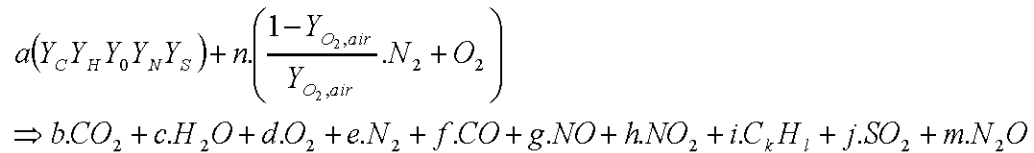
$$C = \frac{S_{collecteur}}{S_r} \quad (42)$$

Le rendement thermique s'exprime aussi comme le ratio de la quantité de chaleur récupérée par le fluide caloporteur par rapport à la chaleur reçue par le collecteur

$$\eta_{thc} = \frac{\dot{m}_{HTF} C_{HTF} \{T_0 - T_i\}}{I_D WL} \quad (43)$$

2.6 Chambre de combustion [29]

La combustion des combustibles solides est extrêmement complexe, cela dit on peut effectuer un certain nombre de calculs de base en s'appuyant sur un bilan de masse et d'énergie [29]. À partir de la composition chimique du combustible essentiellement composé de C, H, N, S et O ainsi que la quantité d'air introduite, la réaction de combustion suivante est établie



Où Y_i est la fraction volumique des éléments (C, H, O, N, S) dans le carburant.

$Y_{O_2,air}$ est la fraction volumique de l'oxygène dans l'air. Les coefficients a , n , b , c , d , e , f , g , h , i , j et m peuvent être calculés en appliquant un bilan sur les éléments (C, H, O, N, S).

2.6.1 Hypothèses simplificatrices

Afin d'étudier la chambre de combustion, les hypothèses suivantes seront considérées :

- la chambre de combustion est calorifugée;
- le régime est stationnaire;
- la distribution du combustible sur une grille tournante est uniforme;
- la combustion est complète;
- l'air est préchauffé;
- le combustible est à l'état solide (biomasse).

2.6.2 Flux et composition chimique

En admettant une combustion complète du combustible qui va former des gaz de combustion contenant essentiellement du CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 et O_2 .

L'oxygène présent dans le biocombustible contribue à l'oxydation des quatre autres éléments contenus dans le combustible et à la réduction de l'apport d'air nécessaire à la combustion. Les flux d'air et de gaz de combustion respectivement requis et produit lors de la combustion peuvent être déterminés à partir de bilan chimique.

Gaz entrants

Le flux massique de l'oxygène dans l'air s'écrit comme suit :

$$\bar{m}_{O_2,air} \left[\frac{kg O_2}{kg \text{ combustible}} \right] = \left(X_C \frac{M_{O_2}}{M_C} + \frac{X_H}{4} \frac{M_{O_2}}{M_H} + X_S \frac{M_{O_2}}{M_S} - X_O \right) (1 - X_{H_2O}) \lambda \quad (44)$$

Le flux massique de l'azote dans l'air s'exprime sous la forme suivante:

$$\bar{m}_{N_2,air} \left[\frac{kg N_2}{kg \text{ combustible}} \right] = \bar{m}_{O_2,air} \frac{Y_{N_2,air}}{Y_{O_2,air}} \frac{M_{N_2}}{M_{O_2}} \quad (45)$$

Le flux massique de l'air peut être défini par l'équation ci-dessous :

$$\bar{m}_{air} \left[\frac{kg \text{ air}}{kg \text{ combustible}} \right] = \bar{m}_{O_2,air} + \bar{m}_{N_2,air} \quad (46)$$

La masse moléculaire de l'air peut s'écrire sous la forme suivante :

$$M_{air} \left[\frac{kg}{mole} \right] = Y_{O_2,air} M_{O_2} + Y_{N_2,air} M_{N_2} \quad (47)$$

La densité de l'air est donnée par :

$$\rho_{air} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = \frac{P_0}{\frac{R_u}{M_{air}} T_0} \quad (48)$$

Le débit massique de l'air est déterminé de la façon suivante :

$$\dot{m}_{air} \left[\frac{kg}{s} \right] = \bar{m}_{air} \dot{m}_f \quad (49)$$

Le débit massique du combustible correspond à l'expression ci-dessous :

$$\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (50)$$

Le débit volumique de l'air se calcul à partir de l'équation (51)

$$\dot{V}_{air} \left[\frac{m^3}{s} \right] = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} \quad (51)$$

Gaz sortants

Les flux massiques des espèces contenues dans les gaz de combustion sont déterminés dans ce qui suit :

$$\bar{m}_{CO_2} \left[\frac{kg CO_2}{kg combustible} \right] = \left(X_C \frac{M_{CO_2}}{M_C} \right) (1 - X_{H_2O}) \quad (52)$$

$$\bar{m}_{H_2O} \left[\frac{kg H_2O}{kg combustible} \right] = X_H \frac{M_{H_2O}}{M_H} (1 - X_{H_2O}) + X_{H_2O} \quad (53)$$

$$\bar{m}_{SO_2} \left[\frac{kg SO_2}{kg combustible} \right] = \left(X_S \frac{M_{SO_2}}{M_S} \right) (1 - X_{H_2O}) \quad (54)$$

$$\bar{m}_{N_2} \left[\frac{kg N_2}{kg combustible} \right] = \bar{m}_{N_2,air} + X_N (1 - X_{H_2O}) \quad (55)$$

$$\bar{m}_{O_2} \left[\frac{kg O_2}{kg combustible} \right] = \frac{\bar{m}_{O_2,Air}}{\lambda} (1 - \lambda) \quad (56)$$

Le flux massique total des gaz de combustion correspond à la somme des flux massiques des différentes espèces contenus dans les gaz de combustion

$$\bar{m}_{Gc} \left[\frac{kg gaz combustion}{kg combustible} \right] = \bar{m}_{CO_2} + \bar{m}_{H_2O} + \bar{m}_{SO_2} + \bar{m}_{N_2} + \bar{m}_{O_2} \quad (57)$$

Les fractions volumiques des gaz de combustion s'expriment de la façon suivante :

$$Y_i = \frac{\frac{X_i}{M_i}}{\sum_i \frac{X_i}{M_i}} \text{ ou } \sum_i \frac{X_i}{M_i} = \frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} + \frac{X_{SO_2}}{M_{SO_2}} + \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}} \quad (59)$$

La masse moléculaire des gaz d'échappements se calcul à partir de l'équation (60) :

$$M_{Gc} \left[\frac{kg}{mole} \right] = \sum_i Y_i M_i = Y_{CO_2} M_{CO_2} + Y_{H_2O} M_{H_2O} + Y_{SO_2} M_{SO_2} + Y_{N_2} M_{N_2} + Y_{O_2} M_{O_2} \quad (60)$$

Une fois la masse moléculaire des gaz d'échappements évaluée, il est alors possible de déterminer la densité des gaz de combustion

$$\rho_{Gc} \left[\frac{kg}{m^3} \right] = \frac{P_0}{\frac{R_u}{M_{Gc}} T_0} \quad (61)$$

Le débit massique des gaz de combustion se traduit par l'expression suivante :

$$\dot{m}_{Gc} \left[\frac{m^3}{s} \right] = \bar{m}_{Gc} \dot{m}_f \quad (62)$$

Le débit volumique des gaz de combustion se calcul de la façon suivante:

$$\dot{V}_{Gc} \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{\dot{m}_{Gc}}{\rho_{Gc}} \quad (63)$$

2.6.3 Bilan énergétique

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) représente la quantité d'énergie stockée dans le combustible. L'énergie stockée dans le combustible est libérée lors du processus de combustion, cette dernière réchauffe les gaz de combustion à une température donnée. L'évaluation de la température des gaz de combustion est établie à partir d'un simple bilan énergétique. En effet l'énergie stockée dans le

carburant ainsi que l'énergie de préchauffage du comburant et du carburant correspond à l'énergie contenue dans les gaz de combustion ainsi que les des pertes

L'énergie dans le combustible est stockée sous forme chimique, puis cette dernière est libérée lors de la combustion sous forme de chaleur. L'énergie de préchauffage représente la différence d'énergie due à la différence de température entre le combustible ou l'air et les conditions ambiantes. L'énergie dans les gaz de combustion est stockée à une température donnée, cette dernière est libérée lors du refroidissement des gaz de combustion. Quant aux pertes d'énergies, elles représentent les pertes de chaleur avec le milieu extérieur ainsi que les pertes dues à la combustion incomplète de la biomasse.

Pour évaluer l'énergie de préchauffage ainsi que l'énergie dans les gaz de combustion, l'introduction de l'enthalpie est requise.

$$h_i(T) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = C_{p-i} T \quad (64)$$

L'enthalpie totale des gaz de combustion s'écrit comme suit :

$$h_g(T) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \left(\frac{X_{CO_2}}{M_{CO_2}} C_{p-CO_2} + \frac{X_{H_2O}}{M_{H_2O}} C_{p-H_2O} + \frac{X_{SO_2}}{M_{SO_2}} C_{p-SO_2} + \frac{X_{N_2}}{M_{N_2}} C_{p-N_2} + \frac{X_{O_2}}{M_{O_2}} C_{p-O_2} \right) T \quad (65)$$

Le bilan d'énergie entre l'entrée et la sortie de la chambre combustion s'exprime de la façon suivante :

$$PCI \dot{m}_f + [h_f(T_f) - h_f(T_{amb})] \dot{m}_f + [h_{air}(T_{air}) - h_{air}(T_{amb})] \dot{m}_{air} = [h_g(T_g) - h_g(T_{amb})] \dot{m}_g + \sum_i Q_i + \sum_j \overline{E}_j \dot{m}_f \quad (66)$$

En négligeant les pertes ainsi que l'énergie de préchauffage du combustible l'équation d'énergie se réduit à :

$$PCI \dot{m}_f + [h_{air}(T_{air}) - h_{air}(T_{amb})] \dot{m}_{air} = [h_g(T_{Gc}) - h_g(T_{amb})] \dot{m}_g \quad (67)$$

où :

$h_{air}(T_{air}) = h_{a4}$: enthalpie de l'air à la sortie de la turbine air chaud

$h_{air}(T_{amb}) = h_{a1}$: enthalpie de l'air à l'entrée du compresseur

$h_g(T_{amb}) = h_g(T_{a1})$: Enthalpie des gaz de combustion à la température de l'air à l'entrée du compresseur est évaluée par l'équation (65).

Pour évaluer la température des gaz de combustion, cette dernière doit être ajustée jusqu'à ce que le terme de gauche de l'équation (67) soit égal au terme de droite.

La chaleur spécifique de chaque espèce de gaz s'écrit comme suit [28] :

$$C_{p-CO_2} = -3.7357 + 30.5529\left(\frac{T}{100}\right)^{0.5} - 4.1034\left(\frac{T}{100}\right) + 0.024198\left(\frac{T}{100}\right)^2$$

$$C_{p-H_2O} = 143.05 - 183.54\left(\frac{T}{100}\right)^{0.25} + 82.75\left(\frac{T}{100}\right)^{0.5} - 3.6989\left(\frac{T}{100}\right)$$

$$C_{p-SO_2} = 27.8 + 0.04T$$

$$C_{p-N_2} = 39.060 - 512.79\left(\frac{T}{100}\right)^{-1.5} + 1072.7\left(\frac{T}{100}\right)^{-2} - 820.40\left(\frac{T}{100}\right)^{-3}$$

$$C_{p-O_2} = 37.432 + 0.020102\left(\frac{T}{100}\right)^{1.5} + 178.57\left(\frac{T}{100}\right)^{-1.5} + 236.88\left(\frac{T}{100}\right)^{-2}$$

2.7 Cycle turbine à air chaud

La *Figure 6* illustre le cycle turbine à air chaud à combustion externe. Ce dernier se compose d'un compresseur, d'un échangeur de chaleur, une turbine et une chambre de combustion.

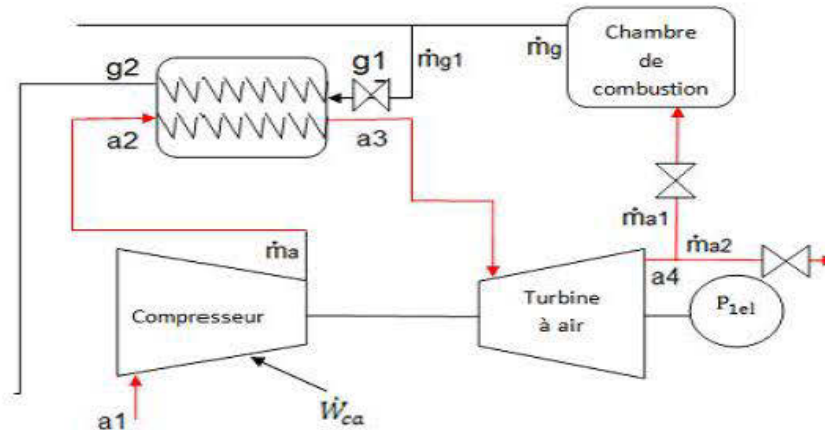


Figure 6 : Schéma du système turbine à air chaud

Le cycle de fonctionnement du système correspond au cycle de Baryton illustré à la *Figure 7*.

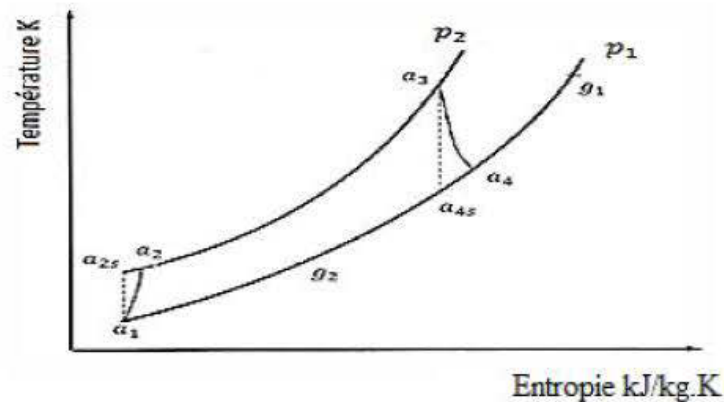


Figure 7 : Cycle thermodynamique du système turbine à air chaud

Le cycle théorique de Brayton [28] se compose de 4 processus réversibles :

a_1-a_{2s} : Compression adiabatique dans la conduite d'aspiration et le compresseur;

$a_{2s}-a_3$: Apport de chaleur à pression constante, p_2 ;

a_3-a_{4s} : Détente adiabatique dans la turbine;

$a_{4s}-a_1$: Refroidissement à pression constante, p_1 ;

Le cycle réel n'étant pas réversible, la compression et la détente ne sont plus isentropiques, mais polytropiques et le cycle devient $a_1-a_2-a_3-a_4$.

2.7.1 Hypothèses simplificatrices

Afin d'étudier du cycle turbine à air chaud, les hypothèses suivantes seront considérées :

- le régime est stationnaire ;
- l'écoulement est unidimensionnel ;
- l'air est considéré comme gaz parfait ;
- les pertes de charge dans les conduits sont négligées ;
- l'enthalpie de l'air est fonction de la température $h = h(T)$;
- l'entropie est fonction de la température et de la pression $s = s(T,p)$;
- l'évolution de l'air au niveau du compresseur et de la turbine est adiabatique ;
- l'augmentation de la pression dans la chambre de combustion et dans l'échangeur de chaleur est négligée ;
- le mode d'alimentation en biomasse de la chambre de combustion n'est pas pris en compte.

2.7.2 Compresseur

Une compression efficace de l'air est essentielle pour assurer un bon rendement du cycle de Brayton. Environ 40 à 80 % du travail fourni par la turbine sert à entraîner le compresseur [28]. La puissance fournie au compresseur pour assurer le fonctionnement du cycle s'écrit comme suit :

$$\dot{W}_{ca} = \dot{m}_a (h_{a2} - h_{a1}) \quad (68)$$

Le rendement isentropique du compresseur est le rapport de la puissance fournie à l'air lors d'une évolution isentropique a_1 - a_{2s} à celle fournie lors d'une évolution réelle a_1 - a_2

Le compresseur étant supposé adiabatique, son rendement isentropique s'écrit comme suit :

$$\eta_{is-ca} = \frac{h_{a2s} - h_{a1}}{h_{a2} - h_{a1}} \quad (69)$$

Le taux de compression est défini comme étant le rapport des pressions entre la sortie et l'entrée du compresseur :

$$\tau = \frac{P_{a2}}{P_{a1}} \quad (70)$$

La détermination des différents états de l'air (a_1 , a_{2s} , a_3 , a_{4s}) est donnée par l'équation suivante:

$$\frac{P_{a3}}{P_{a4s}} = \frac{P_{a2s}}{P_{a1}} = \left(\frac{T_{a2s}}{T_{a1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_{a3}}{T_{a4s}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (71)$$

où :

$k = 1,4$: coefficient isentropique de l'air à 20°C et $1,013 \times 10^5$ Pa

2.7.3 Échangeur de chaleur

La chaleur des gaz de combustion est transférée au fluide moteur du cycle au niveau de l'échangeur de chaleur. Le rendement thermique d'un échangeur de chaleur représente le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions d'entrée de température des deux fluides dans l'échangeur de chaleur.

$$\eta_{th-ech} = \frac{\dot{m}_a (h_{a3} - h_{a2})}{\dot{m}_{g1} (h_{g1} - h_{g2}(T_{a2}))} \quad (72)$$

h_{g1} et $h_{g2}(T_{a2})$ correspondent respectivement à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion et à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de l'échangeur de chaleur. h_{g1} et $h_{g2}(T_{a2})$ sont évaluées de l'équation (65)

2.7.4 Turbine à air chaud

La turbine à air chaud est l'organe qui produit toute la puissance du cycle autrement dit, le rendement électrique de l'installation dépend directement de la puissance fournie par la turbine qui s'écrit comme suit:

$$\dot{W}_{ta} = \dot{m}_a (h_{a3} - h_{a4}) \quad (73)$$

Le rendement isentropique de la turbine à air chaud est le rapport de la puissance récupérée lors d'une évolution réelle a3-a4 sur la puissance lors d'une évolution isentropique a3-a4s. La turbine étant supposée adiabatique, son rendement isentropique est donné par :

$$\eta_{is-ta} = \frac{h_{a3} - h_{a4}}{h_{a3} - h_{a4s}} \quad (74)$$

2.7.5 Quantité de chaleur fournie au cycle à air chaud

La quantité de chaleur réelle fournie par la chambre de combustion au système à air chaud s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_{in-air} = \dot{m}_{f-air} * PCI \quad (75)$$

Le débit massique de la biomasse est déduit de l'équation (62)

$$\dot{m}_{f-air} = \frac{\dot{m}_{g1}}{m_{g1}} \quad (76)$$

où :

\dot{m}_{g1} : Flux massique des gaz de combustion

2.7.6 Puissance électrique nette

La puissance électrique nette produite par le système turbine à air chaud correspond à la puissance fournie par la turbine à air chaud moins la puissance nécessaire pour l'entraînement du compresseur.

$$\dot{W}_{cycle-air} = \dot{W}_{ta} - \dot{W}_{ca} = \dot{m}_a [(h_{a3} - h_{a4}) - (h_{a2} - h_{a1})] \quad (77)$$

La puissance électrique produite par le système à air chaud s'écrit comme suit :

$$P_{el-air} = \dot{W}_{cycle-air} \eta_{m-ta} \eta_{g-ta} \quad (78)$$

où :

η_{m-ta} : Rendement mécanique de la turbine à air chaud

η_{g-ta} : Rendement de la génératrice

2.7.7 Quantité de chaleur utile produite par le cycle à air chaud

Le système turbine à air chaud a été conçu de façon à pouvoir récupérer la chaleur rejetée par le système pour être utilisée à des fins de chauffage domestique, préchauffage de l'air à l'entrée de la chambre de combustion ainsi que pour le préchauffage de l'eau du circuit vapeur.

La quantité de chaleur qui sert au chauffage domestique s'exprime de la façon suivante :

$$\dot{Q}_{rec-chauffage} = \dot{m}_{a2}(h_{a4} - h_{a1}) \quad (79)$$

La quantité de chaleur récupérée par la chambre de combustion se calcule comme suit :

$$\dot{Q}_{rec-comb} = \dot{m}_{a1}(h_{a4} - h_{a1}) \quad (80)$$

La quantité de chaleur dirigée vers l'économiseur est évaluée par l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{rec-air-econo} = \dot{m}_{g1}(h_{g2} - h_g(T_{e1})) \quad (81)$$

h_{g2} et $h_g(T_{e1})$ correspondent respectivement à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de l'échangeur de chaleur à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de l'économiseur h_{g2} et $h_g(T_{e1})$ sont évaluées de de l'équation (65)

2.7.8 Rendement électrique, thermique et global du cycle à air chaud

Le rendement électrique du système à air chaud est donné par :

$$\eta_{el-air} = \frac{P_{el-air}}{\dot{Q}_{in-air}} \quad (82)$$

En substituant (75) et (78) dans (82), le rendement électrique du système turbine à air chaud devient :

$$\eta_{el-air} = \frac{\dot{W}_{cycle-air} \eta_{m-ta} \eta_{g-ta}}{\dot{m}_{f-air} * PCI} \quad (83)$$

Le rendement thermique du cycle à air chaud correspond au rapport de la chaleur utile produite par le cycle à air chaud et la quantité de chaleur qui lui est fournie

$$\eta_{th-air} = \frac{\dot{Q}_{rec-chauffage} + \dot{Q}_{rec-comb} + \dot{Q}_{rec-air-econo}}{\dot{Q}_{in-air}} \quad (84)$$

En substituant (75), (79), (80) et (81) dans (84), le rendement thermique du système turbine devient :

$$\eta_{th-air} = \frac{\dot{m}_a(h_{a4} - h_{a1}) + \dot{m}_{g1}(h_{g2} - h_g(T_{e1}))}{\dot{m}_{f-air} * PCI} \quad (85)$$

Le rendement global du cycle à air chaud correspond à la somme des puissances des deux formes d'énergies produites (électricité et chaleur) par le cycle à air chaud sur la quantité de chaleur qui lui est fournie.

$$\eta_{gl-air} = \frac{P_{el-air} + \dot{Q}_{rec-chauffage} + \dot{Q}_{rec-comb} + \dot{Q}_{rec-air-econo}}{\dot{Q}_{in-air}} \quad (86)$$

En substituant (75), (78), (79), (80) et (81) dans (86), le rendement global du système turbine à air chaud à combustion externe s'exprime comme suit :

$$\eta_{gl-air} = \frac{\dot{W}_{cycle-air} \eta_{m-ta} \eta_{g-ta} + \dot{m}_a(h_{a4} - h_{a1}) + \dot{m}_{g1}(h_{g2} - h_g(T_{e1}))}{\dot{m}_{f-air} * PCI} \quad (87)$$

2.8 Cycle turbine à vapeur

La *Figure 8* représente le schéma de l'installation vapeur du système hybride étudié. Le cycle vapeur proposé assez élaboré car quatre échangeur de chaleur sont nécessaire pour assurer le fonctionnement du cycle.

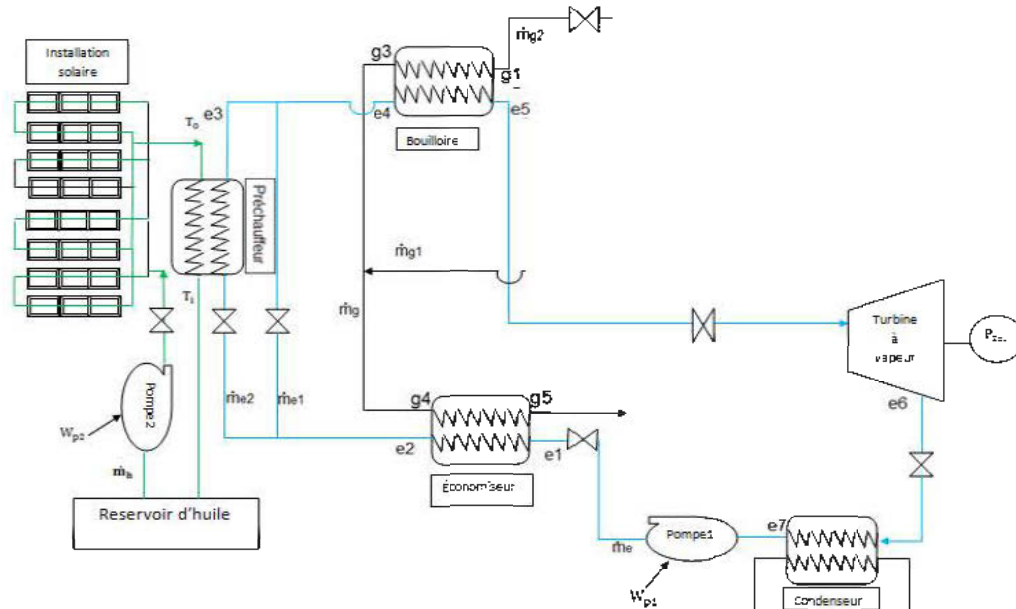


Figure 8 : Schéma de l'installation du cycle à vapeur

En effet, un économiseur et un préchauffeur sont montés en série entre la pompe 1 et la bouilloire. Cela a pour effet d'augmenter la température de l'eau pressurisée avant d'atteindre la bouilloire. L'avantage de cet apport de chaleur au niveau de l'économiseur et du préchauffeur est de réduire la quantité de chaleur à fournir au niveau de la bouilloire pour transformer l'eau en vapeur, cela se traduira systématiquement sur une baisse de la consommation en biomasse. Les gaz de combustion de la biomasse à la sortie de la bouilloire et de l'échangeur de chaleur du système à air chaud sont mélangés et dirigés vers l'économiseur afin d'augmenter la température de l'eau.

Le cycle thermodynamique du système vapeur correspond au cycle de Rankine avec surchauffe à la sortie de la bouilloire telle indiquée à la *Figure 9*.

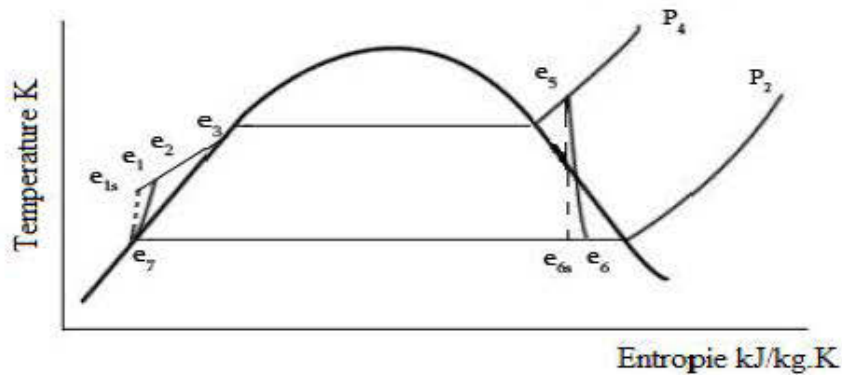


Figure 9 : Cycle thermodynamique du cycle à vapeur

L'eau qui circule dans le cycle vapeur passe par plusieurs évolutions et phases pour assurer le fonctionnement du système. Les évolutions qui composent le cycle sont :

- e_7-e_{1s} : un pompage adiabatique réversible effectué par la pompe;
- $e_{1s}-e_2$: Apport de chaleur à pression constante p_4 au niveau de l'économiseur;
- e_2-e_3 : Apport de chaleur à pression constante p_4 au niveau du préchauffeur;
- e_4-e_5 : Apport de chaleur à pression constante p_4 au niveau de la bouilloire;
- e_5-e_{6s} : détente adiabatique et réversible dans la turbine à vapeur;
- $e_{6s}-e_7$: échange de chaleur à pression constante p_3 dans le condenseur
- $e_3 = e_4$: la température à l'entrée est fixe.

Les différents états de l'eau sont calculés à l'aide du logiciel Xsteam 2.6 [9].

La quantité de chaleur récupérée au niveau de l'installation solaire sert à préchauffer l'eau pressurisée dans le circuit vapeur. La température de l'eau à la sortie du préchauffeur ne doit pas excéder la température flash de la bouilloire. Dans le cas où la température du fluide caloporteur entrant dans le préchauffeur est inférieure à la température de l'eau entrant dans le préchauffeur, la pompe de l'installation solaire est mise hors service. Cela permet à l'eau pressurisée de

conserver sa chaleur et de ne pas la transmettre au fluide caloporteur. Pour ce faire, un système de régulation par thermostat tel qu'indiqué à *Figure 10* permet de mettre hors service la pompe si la température T_o du fluide caloporteur (HTF) à la sortie de collecteur est inférieure à la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur de chaleur.

Au cas où la température de l'eau à la sortie du préchauffeur est supérieure à la température flash de la bouilloire un système de régulation qui vise à réduire la température de l'eau à l'entrée de la bouilloire est installé. En effet un circuit parallèle tel qu'indiqué à la *Figure 8* permet de faire circuler une partie de l'eau en provenance de l'économiseur sans la faire passer par le préchauffeur, par la suite un mélange de l'eau à la sortie du préchauffeur et de l'eau en provenance du circuit parallèle permet de réduire la température de l'eau à l'entrée de la bouilloire.

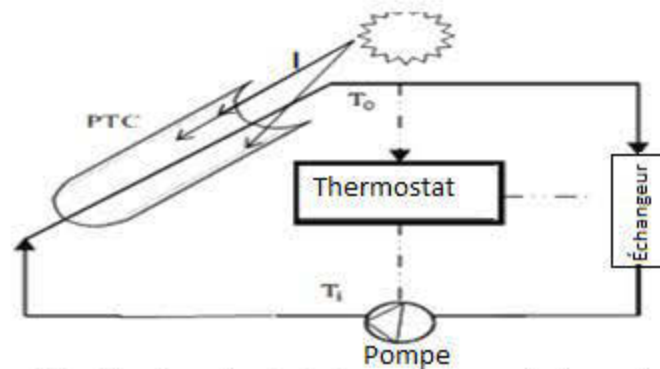


Figure 10 : Système de régulation au niveau de la partie solaire

2.8.1 Hypothèses simplificatrices

L'étude théorique du cycle proposé est basée sur le bilan de conservation de masse et d'énergie [28]. Avant de mettre en place les équations qui régissent le fonctionnement du cycle, les hypothèses simplificatrices suivantes sont prises en considération :

- le régime est stationnaire ;
- l'écoulement est unidimensionnel ;
- les pertes de charge dans les conduits sont négligées ;
- l'enthalpie de l'eau est fonction de la température $h = h(T, p)$;
- l'entropie est fonction de la température et de la pression $s = s(T, p)$;
- l'augmentation de la pression au niveau de l'économiseur, le préchauffeur et la bouilloire est négligée ;
- la variation de pression au niveau du condenseur est négligée ;
- la quantité de chaleur récupérée au niveau du condenseur est négligée ;
- l'évolution de l'eau au niveau de la pompe est adiabatique ;
- l'évolution de la vapeur au niveau de la turbine est adiabatique.

2.8.2 Pompe

La pompe est le mécanisme d'entraînement du cycle vapeur proposé. Le fluide moteur sortant du condenseur (liquide saturé) à la pression p_3 , entre dans la pompe et voit sa pression augmenter à la pression p_4 à la sortie de la pompe tel qu'indiqué à la *Figure 9*. La puissance fournie par la pompe pour assurer le fonctionnement du cycle s'écrit comme suit :

$$\dot{W}_{Pe} = \dot{m}_e (h_{e1} - h_{e7}) \quad (88)$$

La puissance fournie par la pompe peut être aussi exprimée en fonction de la différence de pression à l'entrée et à la sortie de la pompe

$$\dot{W}_{pe} = v(p_4 - p_3) \quad (89)$$

Le rendement isentropique de la pompe est le rapport de la puissance fournie à l'eau lors d'une évolution isentropique $e7-e1s$ sur la puissance fournie lors de l'évolution réelle $e7-e1$. La pompe est supposée adiabatique, son rendement isentropique s'écrit comme suit :

$$\eta_{is-pe} = \frac{h_{e1s} - h_{e7}}{h_{e1} - h_{e7}} \quad (90)$$

2.8.3 Économiseur

Le fluide moteur sortant de la pompe (liquide saturé), entre dans l'économiseur afin de récupérer la chaleur résiduelle des gaz de combustion en provenance de la bouilloire et de l'échangeur de chaleur du cycle turbine à air chaud. À la sortie de l'économiseur, le fluide moteur reste toujours à l'état liquide, mais voit sa température augmentée à une température que l'on fixe. Le rendement thermique de l'économiseur s'écrit comme suit :

$$\eta_{th-econo} = \frac{\dot{m}_e (h_{e2} - h_{e1})}{\dot{m}_g (h_{g4} - h_g(T_{e1}))} \quad (91)$$

L'enthalpie des gaz de combustion à l'entrée de l'économiseur est établie à partir d'un bilan énergétique entre les gaz de combustion en provenance de la bouilloire et ceux en provenance de l'échangeur de chaleur.

$$h_{g4} = \frac{\dot{m}_{g1} h_{g2} + \dot{m}_{g2} h_{g3}}{\dot{m}_g} \quad (92)$$

$h_g(T_{e1})$ est évaluée à partir de l'équation (65)

2.8.4 Préchauffeur

Le fluide moteur sortant de l'économiseur (liquide saturé) est orienté vers le préchauffeur. À la sortie du préchauffeur, le fluide moteur reste toujours à l'état liquide, mais voit sa température augmentée à une température techniquement inférieure à la température flash de la bouilloire. La chaleur fournie au fluide moteur dans le préchauffeur provient de l'installation solaire

$$\dot{Q}_{in-sol} = \dot{m}_{HTF} (h_o - h_i) \quad (93)$$

Le rendement thermique du préchauffeur s'exprime de la manière suivante :

$$\eta_{th-prech} = \frac{\dot{m}_{e2} (h_{e3} - h_{e2})}{\dot{m}_{HTF} (h_o - h_i(T_{e2}))} \quad (94)$$

2.8.5 Bouilloire

À la sortie de la bouilloire, de la vapeur surchauffée est récupérée et dirigée vers la turbine vapeur. Le rendement thermique de la bouilloire est évalué par l'expression suivante :

$$\eta_{th-bouil} = \frac{\dot{m}_e (h_{e5} - h_{e4})}{\dot{m}_{g2} (h_{g1} - h_g(T_{e4}))} \quad (95)$$

h_{g1} et $h_g(T_{e4})$ correspondent respectivement à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion et à l'enthalpie des gaz de combustion à la sortie de la bouilloire. h_{g2} et $h_g(T_{e4})$ sont évaluées de l'équation (65).

2.8.6 Turbine à vapeur

La puissance produite par la turbine à vapeur est déterminée par :

$$\dot{W}_{te} = \dot{m}_e (h_{e5} - h_{e6}) \quad (96)$$

Le rendement isentropique de la turbine à vapeur est le rapport de la puissance récupérée lors d'une évolution réelle $e5-e6$ sur de la puissance lors d'une évolution isentropique $e5-e_{6s}$. La turbine étant supposée adiabatique, son rendement isentropique est évalué par l'expression suivante :

$$\eta_{is-te} = \frac{h_{e5} - h_{e6}}{h_{e5} - h_{e6s}} \quad (97)$$

2.8.7 Quantité de chaleur fournie au cycle à vapeur

La quantité de chaleur fournie par l'installation solaire au cycle est calculée comme suit :

$$\dot{Q}_{in-sol} = \dot{m}_f (h_o - h_i) \quad (98)$$

La quantité de chaleur fournie par la biomasse au cycle vapeur est donné par :

$$\dot{Q}_{in-e} = \dot{m}_{f-e} * PCI \quad (99)$$

Le débit massique de la biomasse fournie est évalué à partir de l'équation suivante :

$$\dot{m}_{f-e} = \frac{\dot{m}_{g2}}{m_g} \quad (100)$$

2.8.8 Puissance électrique nette

La puissance nette fournie par le système turbine à vapeur correspond à la puissance fournie par la turbine moins la puissance nécessaire pour l'entraînement de la pompe.

$$\dot{W}_{cycle-e} = \dot{W}_{te} - \dot{W}_{Pe} = \dot{m}_e [(h_{e5} - h_{e6}) - (h_{e1} - h_{e7})] \quad (101)$$

La puissance électrique produite par le cycle vapeur est donnée par :

$$P_{el-e} = \dot{W}_{cycle-e} \eta_{m-te} \eta_{g-te} \quad (102)$$

2.8.9 Quantité de chaleur utile produite par le cycle à vapeur

La quantité de chaleur récupérée par l'économiseur en provenance de la bouilloire est établie à partir de l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{rec-eau-bouil} = \dot{m}_{g2} (h_{g3} - h_g(T_{e1})) \quad (103)$$

$h_{g3} = h_g(T_{e3})$ est évaluée à partir de l'équation (65)

$h_g(T_{e1})$ est évaluée à partir de l'équation (65)

2.8.10 Rendement électrique, thermique et global du cycle à vapeur

Le rendement électrique du cycle vapeur est évalué par :

$$\eta_{el-e} = \frac{P_{el-e}}{\dot{Q}_{in-e} + \dot{Q}_{in-sol}} \quad (104)$$

En substituant (98), (99) et (102) dans (104), le rendement électrique du système turbine à vapeur se calcule à partir de l'expression suivante :

$$\eta_{el-e} = \frac{\dot{W}_{cycle-e} \eta_{m-te} \eta_{g-te}}{\dot{m}_{f-e} * PCI + \dot{m}_{HTF} (h_o - h_i)} \quad (105)$$

Le Rendement thermique du cycle vapeur correspond au rapport de la quantité de chaleur récupérée par le cycle à la sortie de la bouilloire sur la quantité de chaleur fournie au système par la biomasse et le soleil

$$\eta_{th-e} = \frac{\dot{Q}_{rec-eau-bouil}}{\dot{Q}_{in-e} + \dot{Q}_{in-sol}} \quad (106)$$

En substituant (98), (99) et (103) dans (106), le rendement thermique du système turbine à vapeur s'écrit comme suit :

$$\eta_{th-e} = \frac{\dot{m}_{g2} (h_{g3} - h_g(T_{e1}))}{\dot{m}_{f-e} * PCI + \dot{m}_{HTF} (h_o - h_i)} \quad (107)$$

Le rendement global du système correspond à la somme des puissances des deux formes d'énergie fournies (électricité et chaleur) par le cycle vapeur sur la quantité de chaleur fournie à ce dernier.

$$\eta_{gl-e} = \frac{P_{el-e} + \dot{Q}_{rec-bouil}}{\dot{Q}_{in-e} + \dot{Q}_{in-sol}} \quad (108)$$

En substituant (98), (99), (102) et (103) dans (108), le rendement global du système turbine à vapeur est donné par:

$$\eta_{gl-air} = \frac{\dot{W}_{cycle-e} \eta_{m-te} \eta_{g-te} + \dot{m}_{g2}(h_{g1} - h_{g3}) - \dot{m}_e(h_{e5} - h_{e4})}{(1-r)(\dot{m}_{bio} * PCI) + \dot{m}_f(h_o - h_i)} \quad (109)$$

2.9 Rendements du système hybride

Le rendement global du système hybride représente la somme des puissances des deux formes d'énergie produite (électricité et chaleur) par l'ensemble des sous-systèmes sur la quantité de chaleur fournie à tous le système.

2.9.1 Rendement électrique du système hybride

La puissance électrique totale produite par le système hybride correspond à l'ensemble de la puissance électrique produite par le cycle à air chaud et le cycle vapeur :

$$P_{el-global} = P_{el-air} + P_{el-e} \quad (110)$$

Le rendement électrique du système hybride est défini comme étant le rapport entre la puissance électrique totale produite par l'ensemble des sous-systèmes à la quantité de chaleur fournie par la biomasse et le soleil au système hybride :

$$\eta_{el-global} = \frac{P_{el-air} + P_{el-e}}{\dot{Q}_{in-air} + \dot{Q}_{in-e} + \dot{Q}_{in-sol}} \quad (111)$$

En substituant (75), (78), (98), (99), (102) dans (111), le rendement électrique du système hybride s'écrit comme suit :

$$\eta_{el-global} = \frac{\dot{W}_{cycle-air} \eta_{m-ta} \eta_{g-ta} + \dot{W}_{cycle-e} \eta_{m-te} \eta_{g-te}}{(\dot{m}_f * PCI) + \dot{m}_f(h_o - h_i)} \quad (112)$$

2.9.2 Rendement thermique du système hybride

La quantité de chaleur utile totale produite par le système hybride correspond aux quantités de chaleur récupérées au niveau du cycle à air chaud et du cycle vapeur :

$$\dot{Q}_{rec-global} = \dot{Q}_{rec-chauff} + \dot{Q}_{rec-comb} + \dot{Q}_{rec-air-econo} + \dot{Q}_{rec-bouil-econo} \quad (113)$$

Le rendement thermique du système correspond au rapport de la quantité de chaleur récupérée par l'installation de cogénération sur la quantité de chaleur fournie au système par la biomasse et le soleil. Le rendement thermique du système hybride est inférieur à 100% :

$$\eta_{th-global} = \frac{\dot{Q}_{rec-global}}{\dot{Q}_{in-a} + \dot{Q}_{in-e} + \dot{Q}_{in-sol}} \quad (114)$$

En substituant (75), (79), (80), (81), (98), (99) et (103) dans (114), le rendement thermique du système hybride s'écrit comme suit :

$$\eta_{th-global} = \frac{\dot{m}_a(h_{a4} - h_{a1}) + \dot{m}_{g1}(h_{g2} - h_g(T_{e1})) + \dot{m}_{g2}(h_{g3} - h_g(T_{e1}))}{\dot{m}_f * PCI + \dot{m}_{HTF}(h_o - h_i)} \quad (115)$$

2.9.3 Rendement global du système hybride

Le rendement global du système hybride correspond à la somme des deux rendements de l'installation (électrique et thermique). Le rendement global du système hybride est inférieur à 100% car il représente la fraction de l'énergie électrique et thermique produite à l'énergie thermique totale fournie au système :

$$\eta_{global} = \eta_{el-global} + \eta_{th-global} \quad (116)$$

Chapitre 3

Caractérisation physico chimique de la biomasse

Le système hybride étudié dans le cadre de ce projet de recherche exploite deux ressources d'énergie renouvelable qui sont le soleil et la biomasse. De ce fait, une connaissance approfondie des ressources exploitées est primordiale, notamment la biomasse, car les performances du système hybride en dépendent. Des travaux sur la caractérisation physico-chimique de la biomasse ont été réalisés au CTRI. L'ensemble des travaux effectués porte sur l'évaluation du taux d'humidité, du taux de cendres, de la composition chimique et du pouvoir calorifique des biocombustibles. Les résultats obtenus ont permis de faire une caractérisation énergétique des résidus de la biomasse et de constituer une base de données implémentée dans un modèle numérique qui permet d'évaluer la température des gaz de combustion ainsi que les flux massiques d'air et de gaz de combustion respectivement requis et produits pour la combustion complète de chaque type de biocombustible.

Dix types de biocombustibles essentiellement issus des résidus de la biomasse ont été caractérisés. Les différents types de résidus étudiés proviennent des industriels de la région d'Abitibi Témiscamingue qui collaborent avec le CTRI dans le cadre de différents projets.

Le Tableau 3 présente les dix types de biomasse analysés et le type de broyage correspondant.

Tableau 3 Espèces de biomasses analysées et type de broyage correspondant

Numéro	Nature des biocombustibles	Type de broyeur
01	Écorce sapin baumier	Broyeur vibro-oscillant
02	Ramilles + aiguilles épinette noire	Broyeur à lame
03	Ramilles + aiguilles épinette blanche	Broyeur à lame
04	Mouka (résidus extraction huiles essentielles)	Broyeur vibro-oscillant
05	Granule (bois franc)	Broyeur vibro-oscillant
06	Sciures	Broyeur vibro-oscillant
07	Coupeaux d'érable	Broyeur vibro-oscillant
08	Coupeaux de tremble	Broyeur vibro-oscillant
09	Fumier de poule	Broyeur vibro-oscillant
10	Écorce de peuplier baumier	Broyeur vibro-oscillant

3.1 Préparation des échantillons

Pour la réalisation de l'ensemble de différents tests sur les biocombustibles, une préparation préalable des échantillons est requise pour tous les biocombustibles. Pour ce faire, les échantillons ont été broyés. En fonction du type de biocombustible, deux types de broyeurs ont été utilisés. Un broyeur vibro-oscillant (Retsch MM 301) et un broyeur à lames type moulin à café (Bosch MKM6003). Le broyeur vibro-oscillant est utilisé pour les échantillons dont la teneur en humidité est faible. Ce broyage permet d'obtenir un broyat, dont la granulométrie de 300 microns. Concernant le broyeur à lames, il a été utilisé pour des biocombustibles ayant une haute teneur en humidité.

Par la suite, les échantillons broyés sont conservés à 4°C dans des contenants hermétiques étiquetés.

3.2 Taux d'humidité

Selon la nature des biocombustibles, le taux d'humidité varie considérablement d'un type à un autre. Pour certains types de biocombustibles, il est nécessaire de réduire leur teneur en humidité afin de pouvoir assurer leur combustion, car la haute teneur en humidité des biocombustibles réduit la température de combustion maximale et augmente le temps de résidence dans la chambre de combustion.

Les tests portant sur la teneur en humidité des biocombustibles ont été réalisés selon un protocole établi par le CTRI. Ce protocole est inspiré de la norme ASTM E871 – 82 [27]. Pour chaque type de biocombustible les tests sont réalisés en triplicata. Pour ce faire, trente creusets en céramique numérotés et conditionnés ont été utilisés. Le conditionnement des creusets se fait en les disposant dans une étuve à 103 °C pendant trente minutes. Par la suite, les creusets sont retirés de l'étuve et disposés dans un dessiccateur.

Une fois les creusets refroidis, ils sont pesés à vide en utilisant une balance électronique, munie d'un couvercle hermétique, ayant une précision de 0,0001 g. Par la suite, les échantillons (2 g à 4 g) sont disposés dans des creusets, ces derniers sont pesés de nouveau et leur masse est enregistrée. La même opération est reproduite pour l'ensemble des échantillons. Ces derniers sont par la suite disposés dans une étuve à 103 °C. Après trois heures, les creusets sont retirés de l'étuve et disposés dans un dessiccateur pour être pesés par la suite.

Les taux d'humidité sur une base sèche et sur une base humide sont respectivement calculés en faisant un bilan massique sur les échantillons déshydratés [27].

Le taux d'humidité sur une base sèche s'écrit comme suit :

$$H\%(bs) = \frac{(W_i - W_f)}{(W_f - W_c)} * 100 \quad (117)$$

Le taux d'humidité sur une base humide s'écrit comme suit :

$$H\%(bh) = \frac{(W_i - W_f)}{(W_i - W_c)} * 100 \quad (118)$$

3.3 Taux de cendres

Les cendres sont le produit résiduel issu du processus de combustion, ces derniers proviennent des matières minérales contenues dans le bois ainsi que les impuretés accrochées au bois lors du stockage ou du transport [30].

Le taux de cendres est un paramètre important dans la combustion des biocombustibles, car il permet de calculer le pouvoir calorifique de manière précise.

De nombreuses études ont rapporté que l'un des problèmes majeurs dans les installations à cogénération est celui de stockage des cendres ainsi que leur élimination [31]. En effet, le taux de cendres généré lors de la combustion des biocombustibles dépend de la nature de ce dernier [32]. Le *Tableau 4* représente le taux de cendres pour divers types de biomasses [29].

La qualité de la combustion est influencée à son tour par le taux de cendres, car l'augmentation du taux de cendres réduit le coefficient de transfert de chaleur, ce qui ralentit le processus de combustion [31-32]. De ce fait, la détermination du taux de cendres est considérée parmi les paramètres clés du choix des biocombustibles.

Tableau 4 Taux de cendres de divers types de biomasse.

Type de biomasse	taux de cendres %
Écorce	5.0–8.0
Copeaux de bois avec écorce (la forêt)	1.0–2.5
Copeaux de bois sans écorce (industriel)	0.8–1.4
Sciure	0.5–1.1
Les déchets de bois	3.0–12.0
Paille et de céréales	4.0–12.0
Miscanthus	2.0–8.0
résidus d'olive	2.0–4.0

Des tests portant sur le taux de cendres des biocombustibles ont été réalisés selon un protocole établi par le CTRI, ce protocole est inspiré de la norme **ASTM E1755–01** [33]. L'ensemble des tests pour chaque type de biocombustible est effectués en triplicata. Pour ce faire, les échantillons séchés lors des tests du taux d'humidité ont été disposés dans un four à 600 °C. Après huit heures, les creusets avec échantillons sont retirés du four, les cendres obtenues sont refroidies dans un dessiccateur avant d'être pesées pour la détermination du taux de cendres dans chaque échantillon [33–34].

Le taux de cendres sur une base sèche s'écrit comme suit :

$$Taux\ de\ cendres\%(bs) = \frac{(M_{cendres} - M_{creusets})}{(M_{sec} - M_{creusets})} * 100 \quad (119)$$

3.4 Composition chimique (C, H, N, S)

La biomasse est essentiellement composée de carbone (C), d'oxygène (O), d'hydrogène (H), d'azote (N), de matières minérales qui sont à l'origine des cendres ainsi que de l'eau [29–35]. La variation de la composition chimique de la biomasse à une influence sensible sur son pouvoir calorifique, ainsi que sur

le choix du combustible et la technologie de combustion appropriée [35]. La matière organique est exclusivement convertie en dioxyde de carbone et en eau alors que les éléments azotés génèrent des oxydes d'azote (NO_x) qui sont en partie responsables des pluies acides. Cependant, la combustion de la biomasse produit une moindre quantité des NO_x comparée au charbon ou au fioul, de plus elle ne contient que très peu de soufre contrairement aux combustibles fossiles [36].

La caractérisation chimique des biocombustibles est indispensable afin de pouvoir déterminer la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion de chaque type, aussi cela permet d'avoir une idée sur l'évolution du pouvoir calorifique de chaque biocombustible. Pour ce faire, les échantillons séchés sont broyés puis des pesées de 2,2 à 2,8 mg de chaque échantillon sont introduites dans l'appareil CHNS (Perkin- Elmer 2400) dont la température de combustion est de 975 °C et celle de réduction est de 640 °C. La précision de l'appareil est vérifiée avec des échantillons de cystéine (standard) après chaque analyse d'échantillons de biocombustible. Pour chaque échantillon, le test est réalisé en triplicata.

Une fois les échantillons analysés, le pourcentage d'oxygène est déterminé en admettant que le C, H, N, S et O sont les principales composantes de la biomasse.

La fraction massique en oxygène est calculée comme suit :

$$O\% = 100 - (\%C + \%H + \%N + \%S) \quad (120)$$

3.5 Pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique représente la quantité d'énergie contenue dans une unité de masse ou de volume de combustible qui sera dégagée lors de sa combustion complète [29]. On distingue le Pouvoir calorifique supérieur (PCS) et le Pouvoir calorifique inférieur (PCI).

Le PCS est défini comme étant la quantité de chaleur libérée par unité de masse ou de volume d'un combustible lors de sa combustion complète en admettant que l'eau formée durant la combustion soit à l'état liquide et que cette dernière soit à la même température que celle des fumées de combustion. Le PCS de la biomasse varie généralement entre 18 et 22 MJ/kg [29]. Ce dernier peut être évalué en utilisant la formule empirique suivante [37] :

$$PCS \left[\frac{MJ}{kg} \right] = 0.3491.X_C + 1.1783X_H + 0.1005X_S - 0.0151X_N - 0.1034X_O - 0.0211X_{cendres} \quad (121)$$

De la formule (121) il en ressort que le carbone (C) l'hydrogène (H) et le soufre (S) contribuent positivement au PCS tandis que l'azote (N), oxygène (O) et les cendres contribuent négativement au PCS.

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) correspond à l'énergie dégagée par unité de masse ou de volume d'un combustible lors de sa combustion complète en admettant que l'eau formée durant la combustion soit à l'état vapeur et que la température de cette dernière soit la même que celle des fumées de combustion. Le PCI représente l'énergie théoriquement récupérable par l'utilisateur.

Le PCI peut être calculé à partir du PCS en tenant compte du taux d'humidité et de la teneur en hydrogène [29].

$$PCI = PCS \left(1 - \frac{H\%}{100} \right) - 2.444 \frac{H\%}{100} - 2.444X_H \cdot 8.936 \left(1 - \frac{H\%}{100} \right) \quad (122)$$

Le PCS a été déterminé à l'aide d'une bombe calorimétrique modèle Parr 6400. Pour l'ensemble des tests, les échantillons séchés ont été broyés afin d'avoir une granulométrie inférieure à 0,2 mm. Par la suite, les échantillons ont été mélangés à raison de 40 % avec de l'acide benzoïque à l'exception des échantillons provenant de la biomasse verte déchiquetée (Ramilles + aiguilles de l'épinette blanche et noire). L'addition de l'acide benzoïque dans les échantillons permet d'assurer une bonne liaison ainsi qu'une bonne combustion des échantillons. Une fois le mélange homogénéisé, ce dernier est transformé en pastilles à l'aide d'une presse manuelle. Les pastilles obtenues ont une masse comprise entre 1 g et 1,1 g. Ces dernières sont introduites à l'intérieur de la bombe calorimétrique avec le dispositif d'allumage. À l'aide du clavier de l'appareil, les valeurs de masse respectives de l'échantillon ainsi que de l'acide benzoïque sont introduites dans l'appareil afin de pouvoir lancer le test.

Les pastilles introduites dans la bombe calorimétrique sont par la suite consumées dans une atmosphère d'oxygène sous 3000 kPa de pression. L'élévation de la température du cylindre permet le calcul de la valeur calorifique lorsque le poids exact de l'échantillon est connu. Ainsi, l'automatisation permet de charger la bombe de combustion en oxygène, de réaliser la combustion, de calculer le pouvoir calorifique de l'échantillon et de rincer la bombe après combustion sans aucune intervention de l'opérateur. Les tests du pouvoir calorifique ont été réalisés en triplicata.

À la fin du test, les valeurs du PCS sont enregistrées dans l'appareil. La détermination du PCI se fait par calcul en utilisant la formule (122).

3.6 Conclusion

L'ensemble des travaux expérimentaux réalisés dans le cadre de cette étude permet de fournir suffisamment de données afin d'exploiter la partie combustion du modèle numérique.

Les résultats expérimentaux obtenus seront utilisés comme une base de données qui sera implémentée dans le modèle numérique. Par la suite, les performances du système hybride seront évaluées en fonction de chaque type de biocombustible.

Chapitre 4

Résultats et discussions

L'ensemble des résultats présentés dans ce chapitre renseigne sur les performances et le comportement statique du système dans différentes configurations. Afin d'identifier et de prédire le comportement statique ainsi que les paramètres qui améliorent les performances du système hybride, des études de cas ont été réalisées pour différentes périodes de l'année

- Janvier pendant la journée
- Janvier pendant la nuit
- Juillet pendant la journée
- Juillet pendant la nuit

Le choix des périodes citées ci-dessus est fait dans le but de mettre en évidence l'influence des conditions climatiques sur les performances du système. Les résultats des simulations sont présentés pour des paramètres de fonctionnement bien déterminés et pour un type de biomasse donné. Par la suite, une comparaison des performances du système pour différents types de biomasse sera réalisée afin de mettre en évidence l'influence du combustible sur les performances du système.

Afin de réaliser les différentes études de cas, la connaissance des données météorologiques du site d'implantation (Rouyn Noranda) du système hybride est primordiale, à cet effet un recours au logiciel Reetscreen international permet de d'obtenir les conditions météorologiques du site d'implantation du système hybride. *Tableau 5* résume les données météorologiques pour Rouyn Noranda.

Tableau 5 Données météorologiques à Rouyn Noranda pour l'ensemble des mois de l'année.

Mois	Température de l'air extérieur	Humidité relative	Rayonnement solaire direct moyen	longueur de la journée	Pression atmosphérique	Vitesse du vent
	°C	%	W/m ²	heures	kPa	m/s
Janvier	-15,3	0,74	531,46	8,55	97,92	3,60
Février	-12,7	0,69	607,99	9,95	98,02	3,80
Mars	-6,2	0,63	656,90	11,58	98,05	4,00
Avril	1,8	0,58	677,38	13,43	97,96	4,10
Mai	10,4	0,59	663,33	14,99	97,91	4,10
Juin	16,3	0,65	642,54	15,85	97,81	3,60
Juillet	18,0	0,71	631,05	15,50	97,83	3,50
Août	16,5	0,73	620,72	14,13	98,04	3,40
Septembre	12,4	0,77	592,93	12,33	98,01	3,60
Octobre	5,2	0,77	547,20	10,54	97,99	4,00
Novembre	-2,6	0,81	485,89	8,95	97,87	4,00
Décembre	-9,6	0,80	466,20	8,15	97,88	3,60

4.1 Caractérisation de la biomasse

La *Figure 11* représente l'influence de la composition chimique de chaque type de biocombustible sur le pouvoir calorifique.

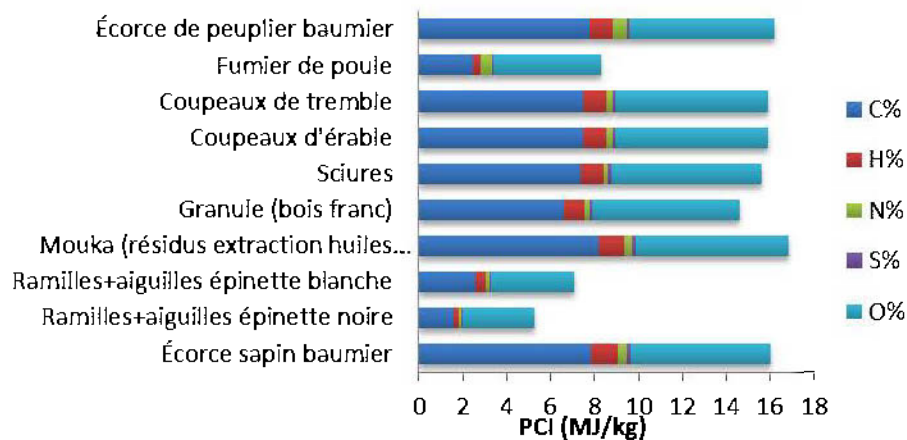


Figure 11 : Pouvoir calorifique en fonction de la composition chimique

Il en ressort de la *Figure 11* que le fumier de poule ainsi que les ramilles et aiguilles de l'épinette noire et blanche présentent une haute teneur en oxygène ce qui se traduit par une baisse de leur PCS (équ. (121)).

En effet, la couleur verte de la biomasse traduit la présence des chlorophylles responsables du phénomène de photosynthèse permettant la production de l'oxygène au niveau des parties aériennes des végétaux telles que les aiguilles qui représentent la majeure partie de notre biomasse verte déchiquetée. Par ailleurs, les teneurs en C et en H sont négativement corrélées à la teneur en oxygène, ce qui explique en partie leur faible pouvoir calorifique. Les teneurs en C, H, N, S et O contenues dans les échantillons de biomasse corroborent à celles rapportées par des études antérieures [38-40].

Le taux de cendres quant à lui est illustré par la *Figure 12*, ce dernier est fortement présent au niveau du fumier de poule ce qui fait de lui un

biocombustible à proscrire. Cela dit, l'impact du taux de cendres sur le PCS est moins important que celui de la composition chimique, à titre d'exemple la Mouka présente un PCI plus élevé que celui des sciures, là où le taux de cendres des sciures est plus élevé que celui de la mouka.

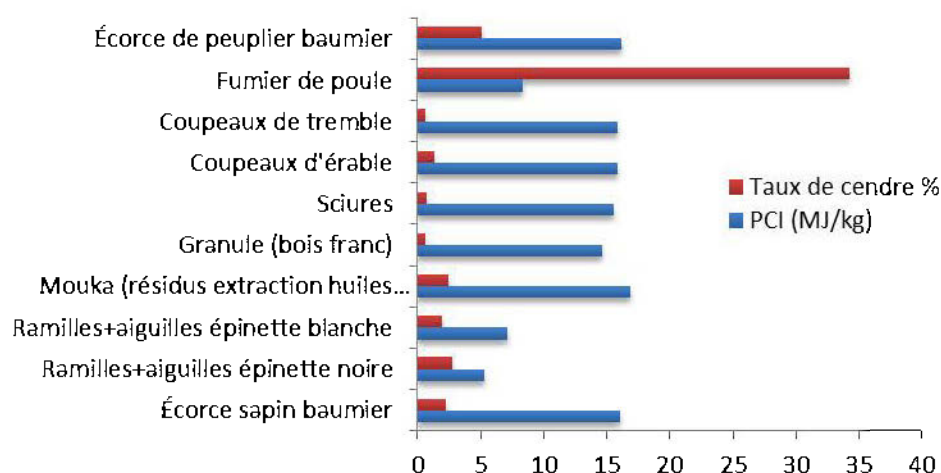


Figure 12 : Pouvoir calorifique en fonction du taux de cendres

De façon générale, le taux de cendres des biocombustibles analysés corroborent avec ceux rapportés par des études antérieures [41].

Le facteur prédominant sur le PCI est sans doute la teneur en humidité. En effet d'après la *Figure 13*, les biocombustibles dont la teneur en humidité est élevée voient leurs PCI amoindries, à l'exemple des ramilles et aiguilles de l'épinette noire et blanche. Ce qui concorde avec les prédictions de l'équation (122).

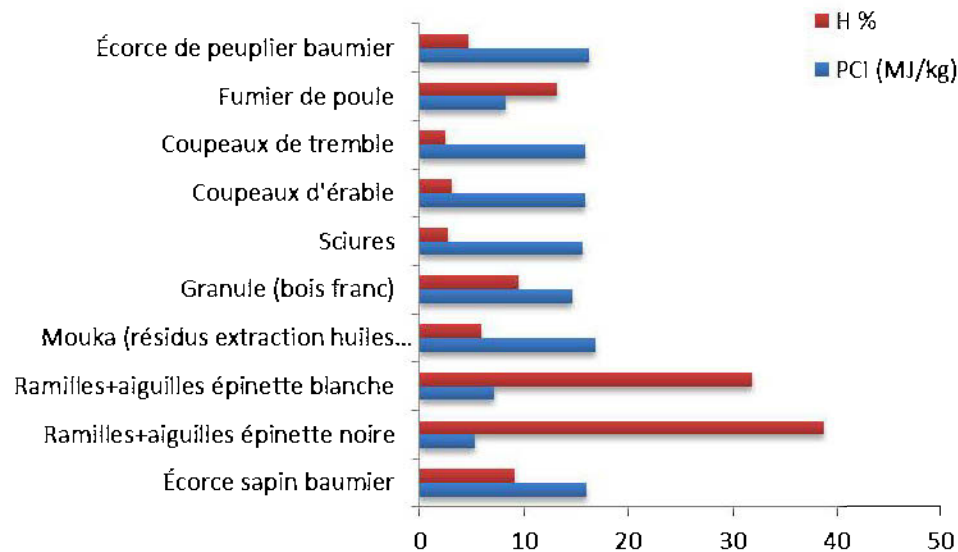


Figure 13 : Pouvoir calorifique en fonction du taux d'humidité

4.2 Chambre de combustion de la biomasse

La température des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion dépend du type de biomasse utilisé, de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion, de la température de l'air extérieur.

4.2.1 Quantité d'air nécessaire pour la combustion de la biomasse

La *Figure 14* illustre la quantité d'air nécessaire pour la combustion complète de 1 kg de chaque espèce de biomasse ainsi que la quantité de gaz de combustion formée par la combustion de celle-ci. La quantité d'air nécessaire à la combustion de chaque espèce dépend de sa composition chimique ainsi que de son taux d'humidité.

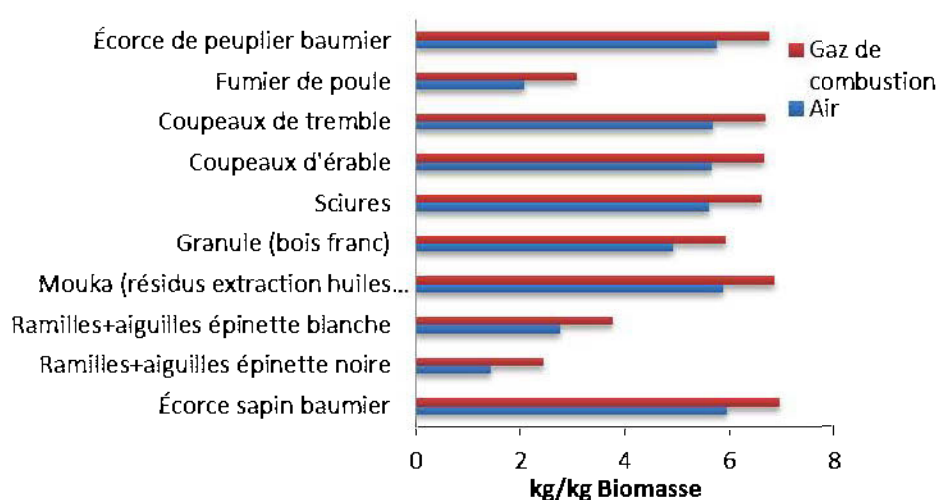


Figure 14 : Quantité d'air requis et des gaz produits pour la combustion de 1 kg de biomasse

En effet, l'observation de la composition chimique de chaque espèce illustrée par la *Figure 11* permet de déduire que les espèces dont la fraction massique en carbone est importante comme les écorces, les granules ou les sciures nécessitent beaucoup plus d'air afin d'assurer leur combustion complète. Contrairement aux espèces dont la fraction massique en oxygène est importante tel que les ramilles et les aiguilles de l'épinette noire et de l'épinette blanche qui nécessitent moins d'apports d'air pour assurer une combustion complète.

4.2.2 Influence de la température d'entrée de l'air dans la chambre de combustion sur la température de sortie des gaz de combustion de la biomasse

Pour analyser l'influence de la température d'entrée d'air dans la chambre de combustion sur la température de sortie des gaz de combustion pour divers types de biomasse au mois de janvier, le taux de compression est fixé à 7, le rendement isentropique de la turbine à air chaud est fixé à 85 % et le ratio d'excès d'air est fixé à 1.

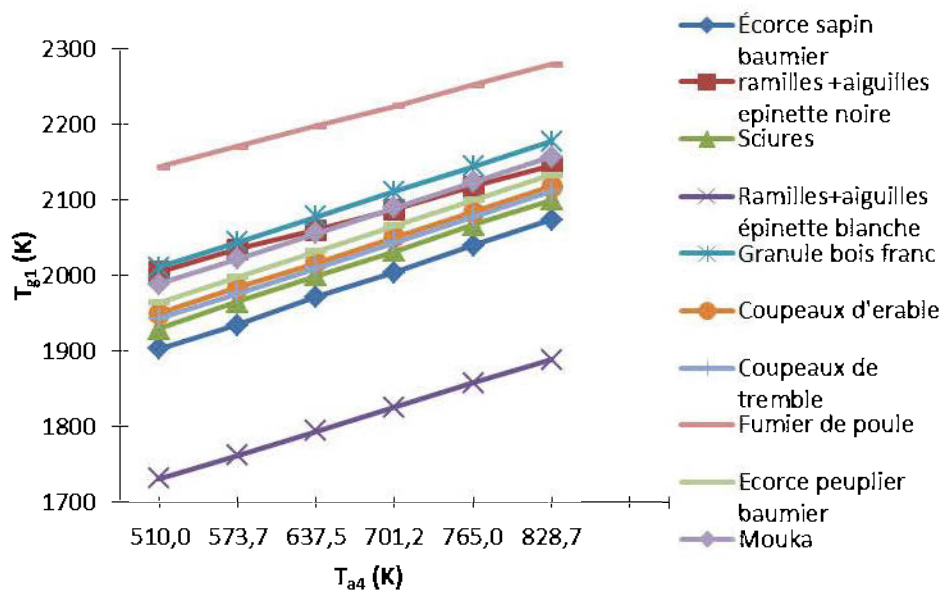


Figure 15 : Température des gaz de combustion en fonction de la température d'entrée d'air dans la chambre de combustion

L'évolution de la température des gaz de combustion pour chaque espèce de biomasse en fonction de la température d'air à l'entrée de la chambre de combustion est une fonction linéaire croissante comme l'illustre la *Figure 15*. Pour une même température d'entrée d'air dans la chambre de combustion, un écart de température des gaz de combustion de 100 K est observé pour les différentes espèces de biomasse à l'exception du fumier, des aiguilles et des ramilles de l'épinette blanche dont la composition chimique diffère d'autres espèces de biomasse.

4.3 Installation solaire

Avant d'évaluer les performances du système global, la connaissance des performances des collecteurs solaires est primordiale, car cela permet de déterminer le type et le nombre de collecteurs solaires à installer. Afin d'examiner les performances des collecteurs cylindro-paraboliques, une étude comparative entre trois types de collecteurs est réalisée. Le lieu d'implantation des collecteurs est Rouyn-Noranda.

L'installation solaire est conçue de façon à pouvoir assurer une température d'au moins 483,75 K du fluide caloporteur à la sortie de l'installation solaire. La réalisation de cette condition permet d'assurer une température de l'eau à l'entrée de la bouilloire de l'ordre de 473.15K sous une pression de 30 bar.

4.3.1 Influence du débit du fluide caloporteur sur la température à la sortie du collecteur solaire

La température du fluide caloporteur à l'entrée du collecteur dépend directement de la température de l'eau à la sortie de l'économiseur. La *Figure 16* illustre l'évolution de la température du fluide caloporteur à la sortie du collecteur solaire LS 3 pendant les douze mois de l'année et pour une température d'entrée fixée à 423,75K.

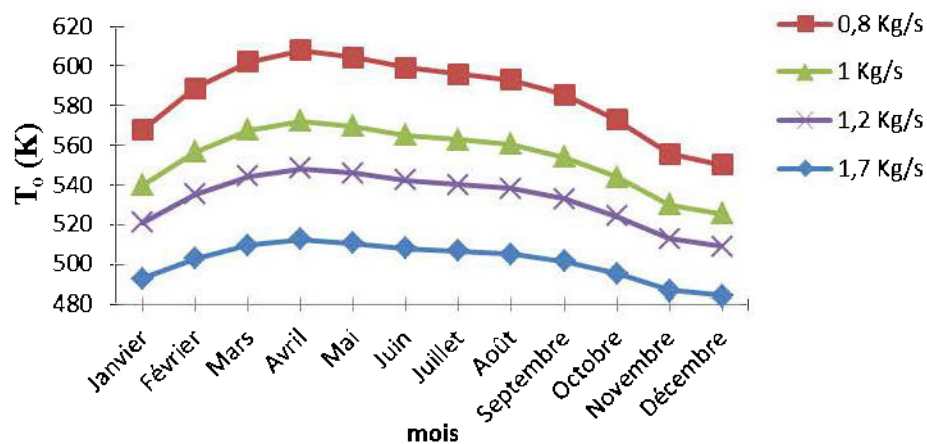


Figure 16 : Température du fluide caloporteur à la sortie du collecteur en fonction du débit pour différents mois de l'année

Il en ressort que l'augmentation du débit du fluide caloporteur entraîne une diminution de la température du fluide à la sortie du collecteur solaire. Un débit de 1,7 kg/s permet de satisfaire la condition sur la température du fluide à la sortie du collecteur qui doit être de 483,15K. Pour une même température d'entrée du fluide caloporteur, la température de sortie maximale est atteinte durant le mois d'avril, vu que la quantité de chaleur maximale reçue par le collecteur atteint son maximum pendant le mois d'avril comme l'illustre la *Figure 17*.

4.3.2 Influence du débit du fluide caloporteur sur la quantité de chaleur délivrée par le collecteur solaire

La quantité de chaleur délivrée par le collecteur dépend du rayonnement moyen solaire direct et du coefficient global de transfert de chaleur. La *Figure 17* illustre l'évolution de la quantité de chaleur délivrée par le LS 3 durant les douze mois de l'année et pour une température d'entrée du fluide caloporteur fixée à 423,75K.

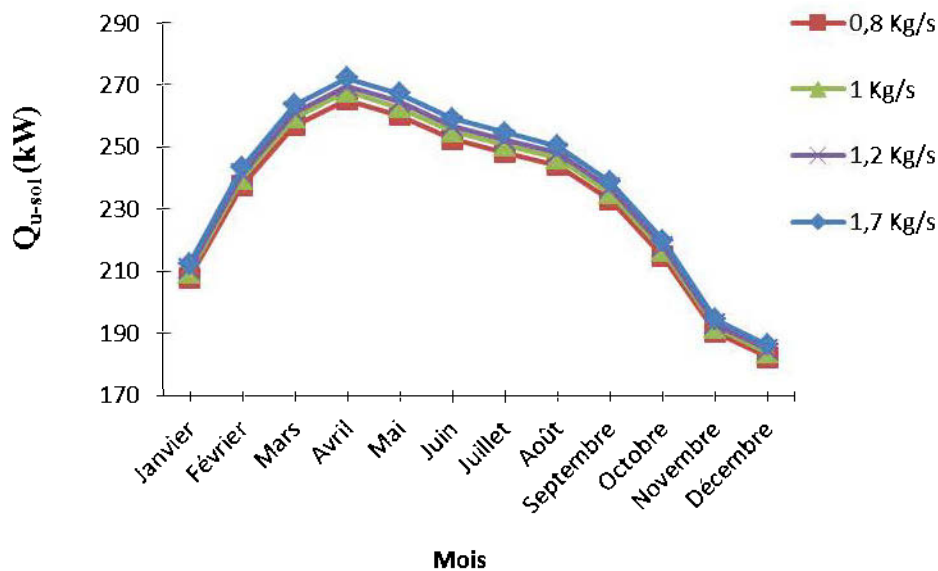


Figure 16 : Quantité de chaleur délivrée en fonction du débit pour différents mois de l'année

La quantité de chaleur maximale est atteinte durant le mois d'avril, puisque le rayonnement solaire direct moyen est à son maximum. La variation du débit du fluide caloporteur a un faible impact sur la quantité de chaleur délivrée par le collecteur, du fait que l'augmentation du débit génère une augmentation du coefficient d'échange convectif entre le tube et le fluide caloporteur. Étant

donné que le coefficient global de transfert de chaleur est inversement proportionnel au coefficient d'échange convectif (équation 28). En effet, l'augmentation du débit du fluide caloporteur réduit les pertes de chaleur entre le fluide et le milieu extérieur.

La quantité de chaleur journalière délivrée par le collecteur est illustrée à la Figure 18.

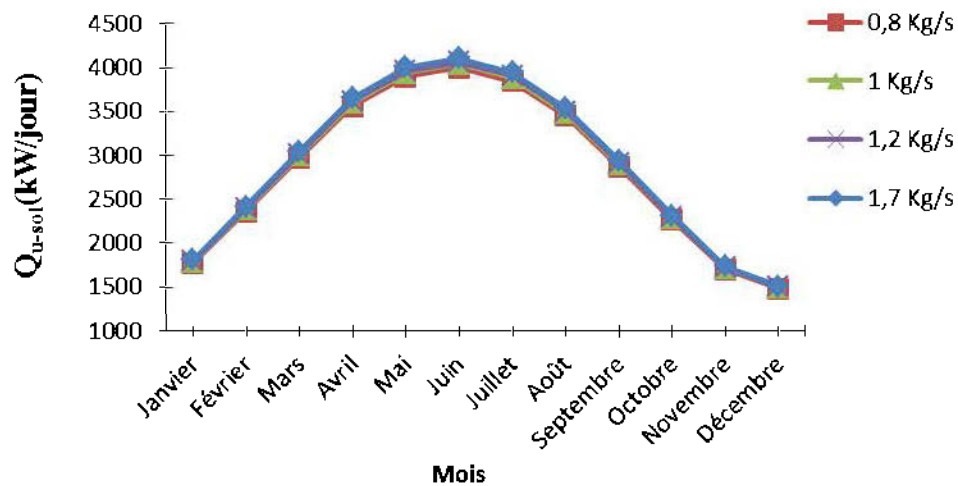


Figure 17 : Quantité de chaleur journalière délivrée en fonction du débit pour différents mois de l'année

La quantité de chaleur journalière maximale est atteinte durant le mois de juin, vu que les journées d'ensoleillement sont plus longues.

4.3.3 Influence du débit du fluide caloporteur sur le rendement du collecteur solaire

Le rendement du collecteur solaire dépend surtout de sa construction et de son interaction avec l'environnement extérieur. La *Figure 19* illustre l'évolution du rendement du collecteur LS 3 durant les douze mois de l'année et pour une température d'entrée du fluide caloporteur fixée à 423,75K.

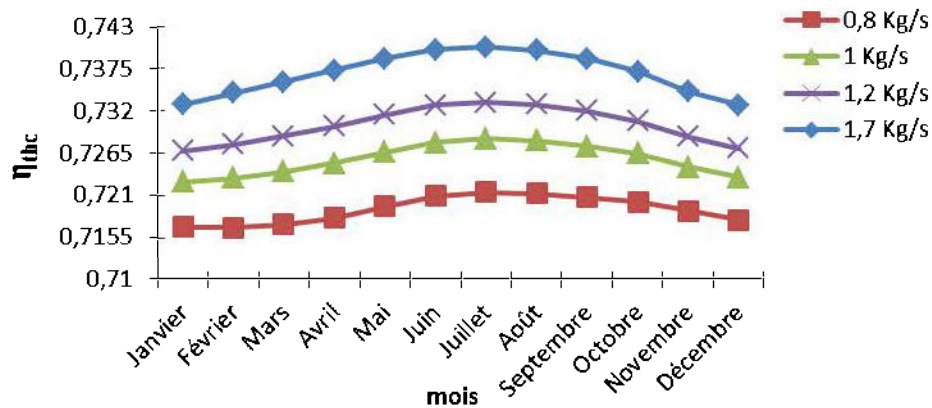


Figure 18 : Rendement du collecteur en fonction du débit

La variation du débit du fluide caloporteur a un faible impact sur le rendement du collecteur, attendu que l'augmentation du débit entraîne une augmentation du coefficient d'échange convectif. Étant donné que le coefficient global de transfert de chaleur est inversement proportionnel au coefficient d'échange convectif (eq. (28)), de ce fait, l'augmentation du débit du fluide caloporteur réduit les pertes de chaleur et augmente ainsi le rendement du collecteur.

L'évolution du rendement du collecteur pour un débit donnée durant l'année dépend surtout de la température atmosphérique. Le rendement thermique maximal du collecteur est atteint pendant le mois de juillet, parce que la température atmosphérique est plus importante.

4.3.4 Étude comparative des performances de trois technologies de collecteur cylindro-parabolique

L'étude comparative entre les différentes technologies permet d'évaluer les performances de chacune des technologies citées au *Tableau 2* pour des paramètres de fonctionnement bien déterminés et pour l'ensemble des mois de l'année. Les résultats présentés sont donnés pour une température du fluide caloporteur à l'entrée du collecteur de 423,75K et un débit du fluide caloporteur de 1 kg/s. La *Figure 20* représente l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur pour les douze mois de l'année.

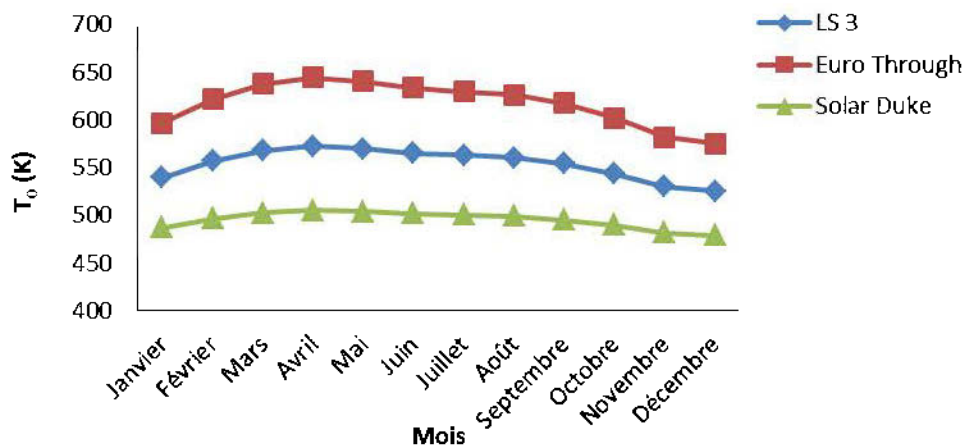


Figure 19 : Variation de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du mois pour différentes technologies pour différents mois de l'année

La température de sortie du collecteur Euro through est plus importante que celle des collecteurs LS3 et Solar duke. Ceci est dû au fait que la longueur et la surface du collecteur Euro through sont plus importantes que celles des deux autres, ce qui permet de récolter et de concentrer plus de rayonnement, il en résulte des températures de fluide caloporteur plus importantes au niveau de la sortie du collecteur solaire.

La *Figure 21* représente l'évolution de la quantité de chaleur délivrée par les collecteurs pour les douze mois de l'année.

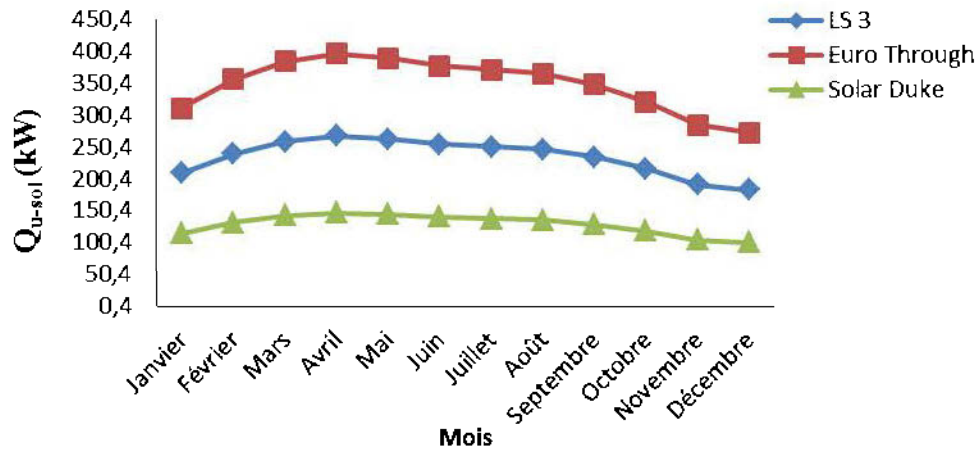


Figure 20 : Variation de la quantité de chaleur délivrée par chaque type de collecteur solaire pour différents mois de l'année

Le collecteur Euro trough délivre une plus grande quantité de chaleur que les deux autres collecteurs. La quantité de chaleur délivrée par chaque collecteur dépend principalement de sa surface collectrice et des pertes de chaleur du tube récepteur avec le milieu extérieur. En effet, d'après le *Tableau 2* le collecteur Euro through dispose d'une plus grande surface réceptrice ce qui explique les quantités de chaleur plus importantes délivrées par ce dernier. D'après la *Figure 22*, on constate qu'il y a une corrélation positive entre la quantité de chaleur journalière délivrée par le collecteur solaire et la quantité de chaleur horaire produite.

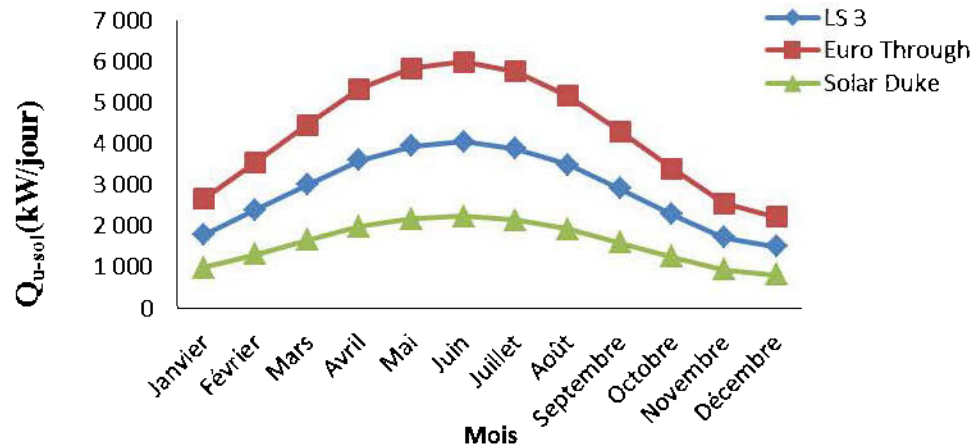


Figure 21 : Variation de la quantité de chaleur journalière délivrée par chaque collecteur solaire pour différents mois de l'année

Pour l'ensemble des mois de l'année et pour un même débit de fonctionnement, le collecteur LS 3 présente un meilleur rendement par rapport aux collecteurs Solar duke et Euro through bien que ce dernier permettrait d'obtenir de plus grandes quantités de chaleur et de plus hautes températures (*Figure 23*).

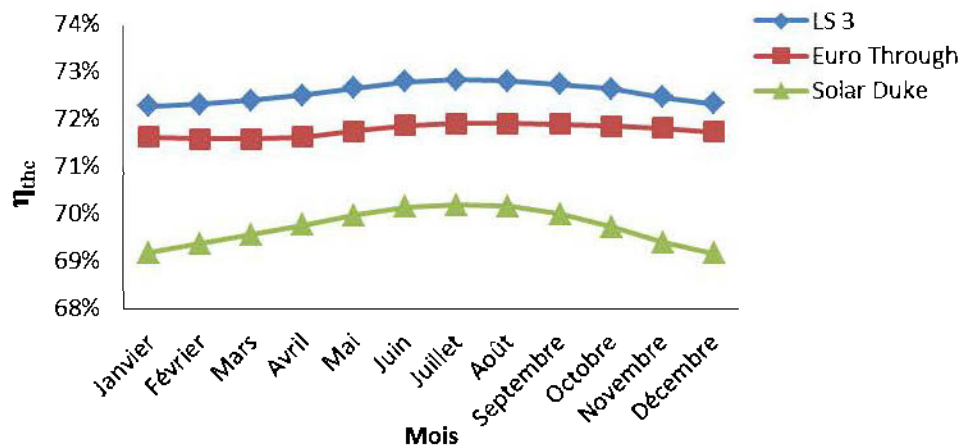


Figure 22 : Évolution du rendement des différents collecteurs solaires pour différents mois de l'année

Ceci peut être expliqué par le fait que les pertes par convection du collecteur Euro trough sont plus importantes que celles du collecteur LS 3. L'augmentation du débit du fluide caloporteur augmente le rendement du collecteur Euro trough, car chacun des collecteurs a un débit de fonctionnement optimal. Le débit optimal de fonctionnement de chacun des collecteurs est donné par le *Tableau 6*. Ce débit permet d'atteindre la température de 483.15K tout en assurant le meilleur rendement du collecteur.

Tableau 6 Débit optimal des collecteurs solaires

Types de collecteurs	LS 3	Euro trough	Solar duke
Débit optimal (kg/s)	1,7	2,6	0,9

Le débit de fonctionnement optimal de chaque collecteur dépend de la température du fluide caloporteur à l'entrée du collecteur et des conditions ambiantes. Pour l'étude du collecteur du système global, le collecteur LS3 est choisi comme collecteur de l'installation solaire.

4.4 Système hybride “Biomasse-solaire”

Pour les différents cas d'études, les performances du système sont évaluées pour le mois de janvier et de juillet durant le jour et la nuit. Les résultats présentés dans ce travail concernent surtout l'influence des différents paramètres du sous-système à air chaud sur le comportement du système global pour une combustion complète des ramilles + aiguilles de l'épinette noire.

Dans tous les cas de figure, le système hybride doit assurer une production électrique de 5 MW.

4.4.1 Influence du taux de compression sur les performances du système hybride

Afin d'évaluer les performances du système hybride en fonction du taux de compression et pour différentes températures de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud, les paramètres de fonctionnement du système ont été fixés aux valeurs mentionnées au *Tableau 7*.

Tableau 7 paramètres du cycle à air chaud et du cycle à vapeur

Circuit air chaud		Circuit vapeur	
Rendement isentropique du compresseur	0,85	Température de l'eau à l'entrée de la pompe (K)	293,15
Rendement isentropique de la turbine	0,85	Pression à l'entrée de la pompe (bar)	0.1
Taux de compression	4 5 6 7 8 9 10	Pression à la sortie de la pompe (bar)	30
Température de l'air à l'entrée de la turbine(K)	1000 1100 1200	Température de la vapeur à l'entrée de la turbine(K)	773,15
Rendement mécanique de la turbine à air chaud	0,9	Température de l'eau à l'entrée de la bouilloire	473,15
Rendement de la génératrice à air chaud	0,95	Rendement isentropique de la pompe	0,85
Rendement de l'échangeur de chaleur	0,9	Rendement isentropique de la turbine	0,8
		Rendement du préchauffeur	0,9
		Rendement de l'économiseur	0,9
		Rendement de la bouilloire	0,9
		Rendement de la génératrice	0,95
		Rendement mécanique de la turbine	0,9

4.4.2 Répartition de la production électrique

Afin que le système hybride puisse fonctionner de façon convenable, la température de l'eau à la sortie de l'économiseur doit être ajustée de manière à ce que la température de l'eau à l'entrée de la bouilloire atteigne 473,15 K.

Pour le mois de janvier et pour un fonctionnement de jour l'hiver la température de l'eau à la sortie de l'économiseur est fixée à 423,75 K et à 473,15 K pendant la nuit.

Pour le mois de juillet et pour un fonctionnement de nuit, la température de l'eau à la sortie de l'économiseur est fixée à 473,15 K.

Pour le mois de juillet et pour un fonctionnement de jour, le système hybride ne produit pas de chaleur utile à des fins de chauffage. La répartition de la production électrique pour un fonctionnement au mois de janvier pendant le jour est illustrée à la *Figure 24*.

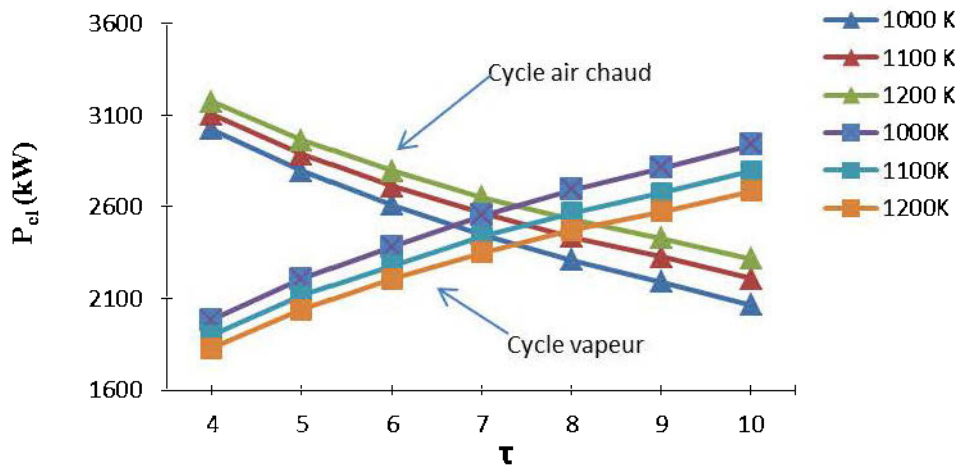


Figure 23 : Répartition de la production électrique au mois de janvier pendant le jour en fonction du taux de compression

Il en ressort de cette figure que l'augmentation du taux de compression réduit la fraction électrique produite par le système à air chaud. Par ailleurs, une augmentation de la température à l'entrée de la turbine à air chaud engendre une augmentation de la fraction électrique produite par le système à air chaud, les mêmes tendances sont observées pour des fonctionnements de nuit au mois de janvier et de juillet respectivement représentées aux *Figures 25 et 26*.

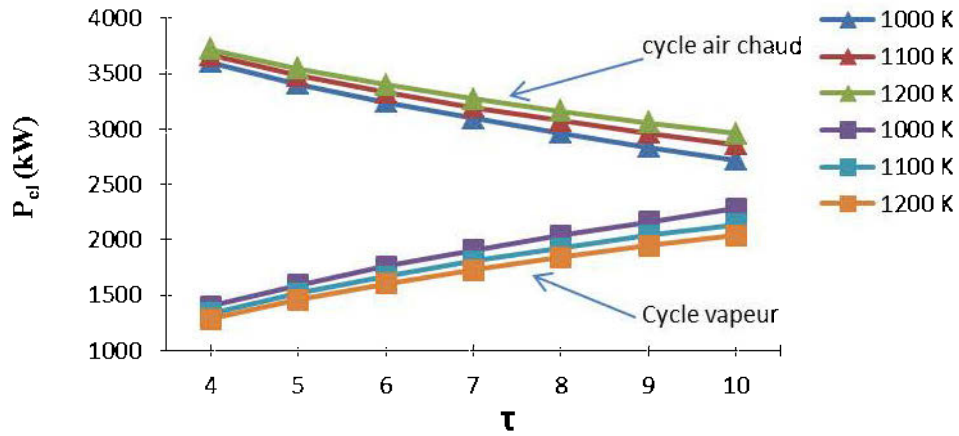


Figure 24 : Répartition de la production électrique au mois de janvier pendant la nuit en fonction du taux de compression

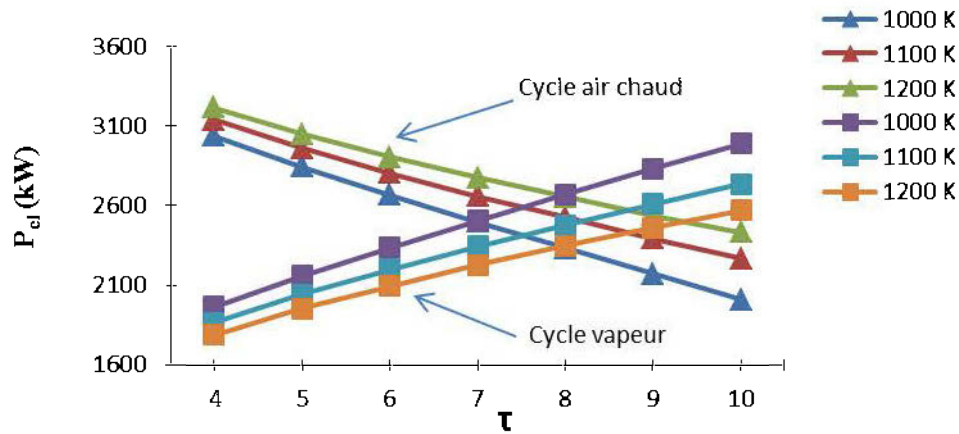


Figure 25 : Répartition de la production électrique au mois de juillet pendant la nuit en fonction du taux de compression

Une comparaison entre les modes de fonctionnement de nuit illustrés aux *Figures 25 et 26* permet de constater que l'augmentation de la température à l'entrée du compresseur réduit la portion électrique produite par le système à air chaud. De la même façon, une comparaison entre les modes de fonctionnement de jour et de nuit au mois de janvier respectivement illustrés aux *Figures 24 et 25*, permet de constater que l'augmentation de la température à la sortie de

l'économiseur entraîne une augmentation de la fraction électrique produite par le système à air chaud.

Pour un mode de fonctionnement été pendant le jour, l'augmentation du taux de compression ainsi que de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud entraîne une légère diminution de la fraction électrique produite par le système à air chaud, cette tendance est présentée à la *Figure 27*.

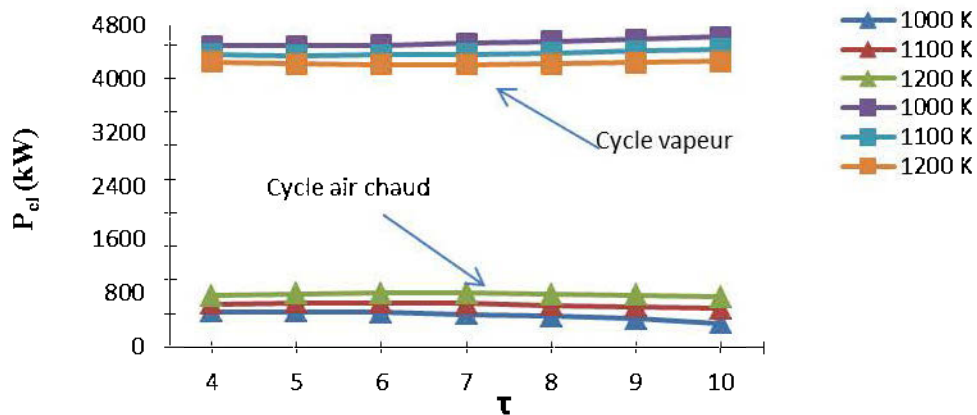


Figure 26 : Répartition de la production électrique au mois de juillet pendant le jour en fonction du taux de compression

Il en ressort aussi de la *Figure 27* que dans la configuration où le système ne produit pas de chaleur utile à des fins de chauffage la majorité de la production électrique est issue du cycle vapeur.

Pour l'ensemble des modes de fonctionnement, la fraction électrique produite par le cycle à vapeur est inversement proportionnelle à la fraction électrique produite par le cycle à air chaud, ceci en vue de maintenir une production électrique de 5 MW.

4.4.3 Production de chaleur utile à des fins de chauffage

La chaleur utile récupérée par le système hybride à des fins de chauffage correspond à la quantité de chaleur récupérée à la sortie de la turbine à air chaud. Cette quantité de chaleur utile dépend du mode de fonctionnement du système hybride. En effet, pour un fonctionnement de jour au mois de juillet, la gestion du système fait en sorte que ce dernier ne produit pas de chaleur utile à des fins de chauffage.

Pour un fonctionnement de jour au mois de janvier, l'augmentation du taux de compression ainsi que de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la quantité de chaleur utile produite par le système hybride, cette tendance est illustrée à la *Figure 28*. Les mêmes tendances sont observées pour un fonctionnement de nuit au mois de janvier et juillet tel qu'illustré aux *Figures 29 et 30*.

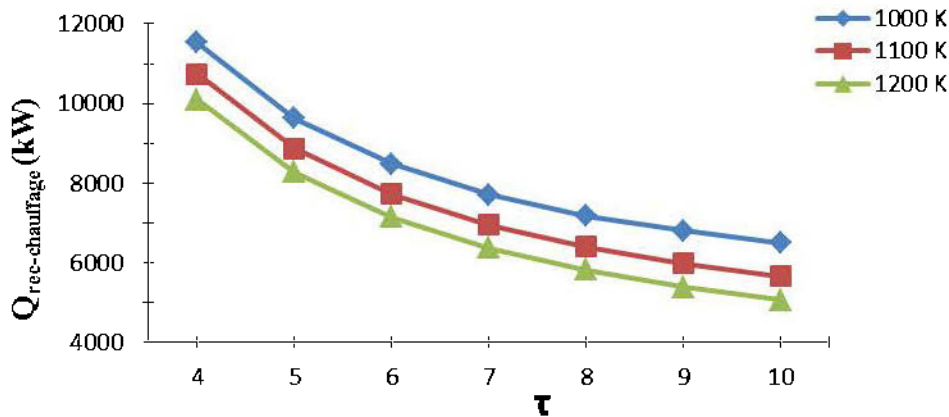


Figure 27 : Quantité de chaleur utile récupérée au mois de janvier pendant le jour en fonction du taux de compression

Les *Figures 29 et 30* représentent la quantité de chaleur utile produite par le système hybride pour un fonctionnement de nuit au mois de janvier et au mois de juillet.

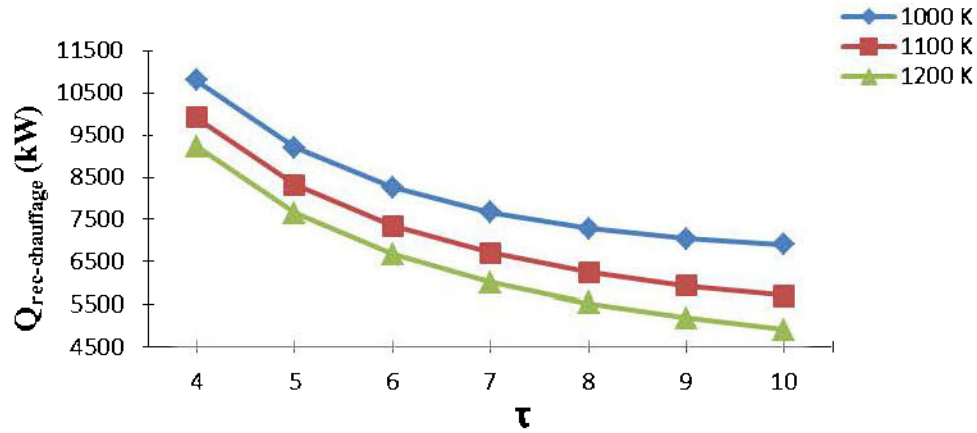


Figure 28 : Quantité de chaleur utile récupérée au mois de janvier pendant la nuit en fonction du taux de compression

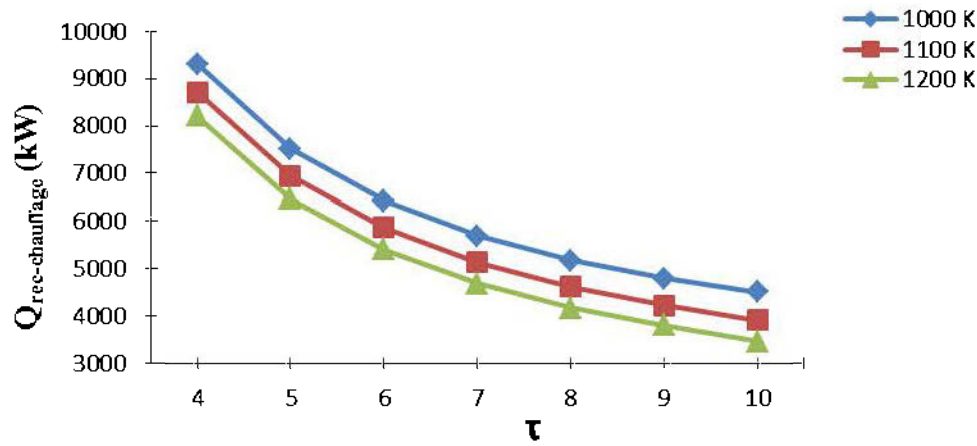


Figure 29 : Quantité de chaleur utile récupérée au mois de juillet pendant la nuit en fonction du taux de compression

Une comparaison entre les *Figures 29* et *30* qui correspondent respectivement au fonctionnement du système pendant la nuit au mois de janvier et au mois de juillet permet de constater que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur réduit la quantité de chaleur utile produite par le système hybride.

Une comparaison entre les modes de fonctionnement de jour et de nuit au mois de janvier respectivement illustrés aux *Figures 28 et 29* permet de constater que l'augmentation de la température de l'eau à la sortie de l'économiseur entraîne une diminution de la quantité de chaleur utile produite par le système hybride.

4.4.4 Rendement électrique

Le rendement électrique du système hybride correspond au rendement électrique des deux sous-systèmes (cycle à air chaud et cycle à vapeur). Le taux de compression est un paramètre associé au cycle à air chaud donc l'évolution du taux de compression influe surtout sur le rendement électrique du cycle à air chaud.

Pour un fonctionnement de jour au mois de janvier, l'augmentation du taux de compression ainsi que de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la quantité de chaleur utile produite par le système hybride, cette tendance est illustrée à la *Figure 31*. La même tendance est observée à la *Figure 32*, qui correspond à un fonctionnement de nuit au mois de janvier du système hybride.

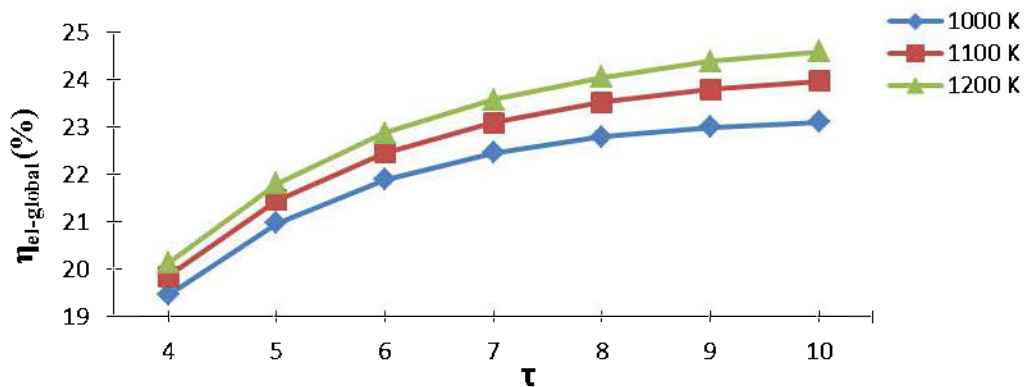


Figure 30 : Rendement électrique du système hybride au mois de janvier pendant le jour en fonction du taux de compression

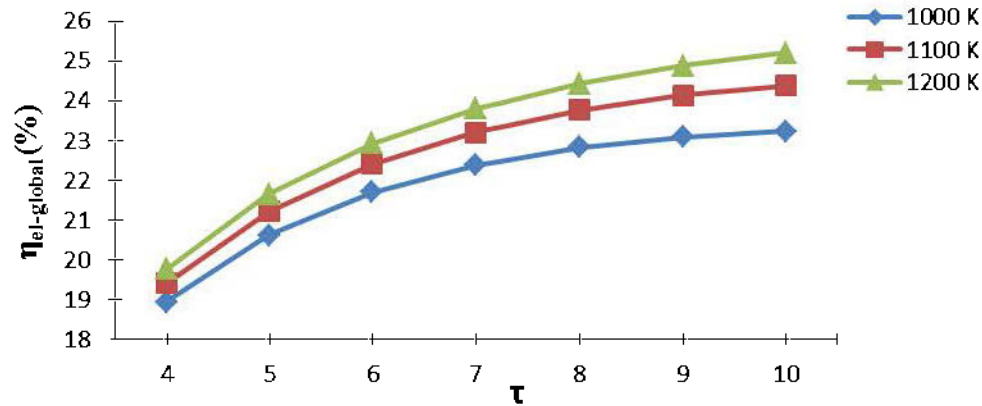


Figure 31 : Rendement électrique du système hybride au mois de janvier pendant la nuit

Une comparaison entre les *Figures 31* et *32*, qui correspondent au fonctionnement du système hybride respectivement pendant les jours et les nuits du mois de janvier, permet de constater que le rendement électrique du système hybride pendant la nuit est légèrement supérieur à son rendement électrique durant le jour pour des taux de compression supérieurs à 7. Il en résulte que l'apport thermique solaire influe négativement sur le rendement global du système hybride pour des taux de compression supérieurs à 7.

Une comparaison entre les *Figures 32* et *33*, qui correspondent à un fonctionnement de nuit respectivement au mois de janvier et de juillet, permet de constater que le rendement électrique du système hybride est meilleur pendant les nuits d'hiver, car la faible température de l'entrée du compresseur réduit la puissance à fournir pour assurer l'entraînement du compresseur

Pour un fonctionnement de nuit au mois de juillet illustré à la *Figure 33*, l'augmentation du taux de compression pour des températures de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud supérieures à 1100K entraîne une augmentation du rendement électrique du système hybride. La même tendance est observée à la *Figure 34*, qui correspond à un fonctionnement de jour au mois de juillet du système hybride.

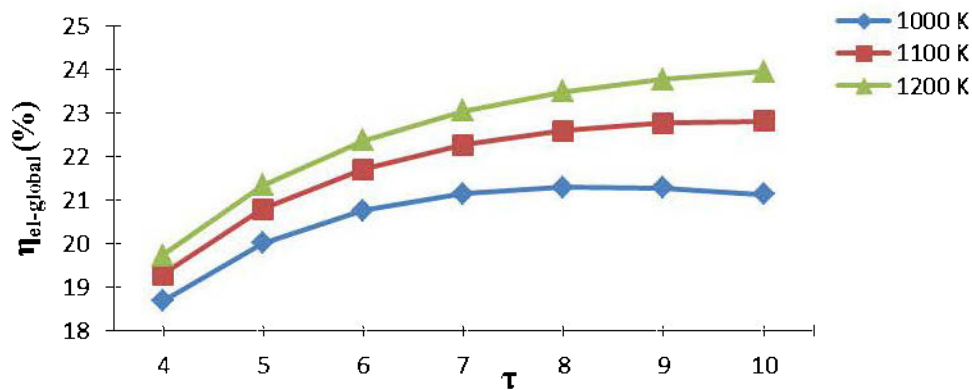


Figure 32 : Rendement électrique du système hybride au mois de juillet durant la nuit en fonction du taux de compression

Une analyse des *Figures 33 et 34*, qui correspondent au fonctionnement de jour et de nuit du système hybride au mois de juillet et pour une température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud de 1000 K, permet de constater que le rendement électrique du système hybride atteint un maximum pour un taux de compression de 8 pour ensuite redescendre à des valeurs inférieures. Il en ressort aussi de cette analyse que pour des taux de compression supérieurs à 6, le rendement électrique du système hybride pour un fonctionnement de jour est légèrement inférieur à son rendement électrique pendant la nuit.

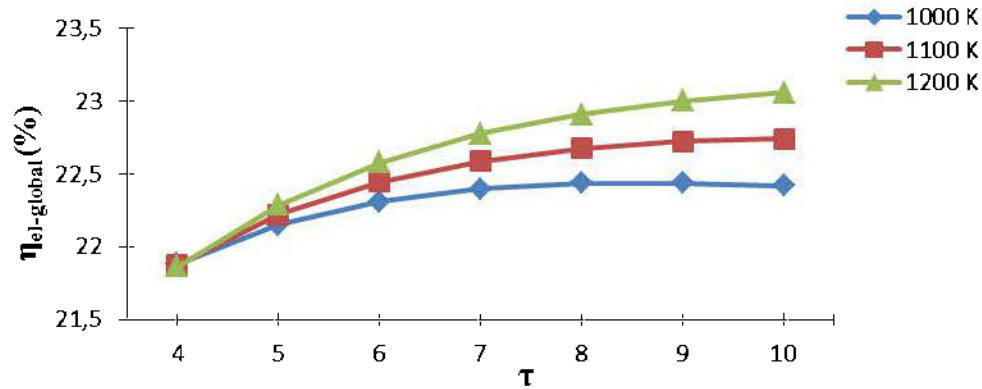


Figure 33 : Rendement électrique du système hybride au mois de juillet durant le jour en fonction du taux de compression

4.4.5 Rendement thermique et global du système

Pour un fonctionnement de jour au mois de janvier, l'augmentation du taux de compression ainsi que de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduisent le rendement thermique système hybride, cette tendance est illustrée à la *Figure 35*. La même tendance est observée aux *Figures 36 et 37*, qui correspondent respectivement au fonctionnement de nuit du système hybride au mois de janvier et au mois de juillet.

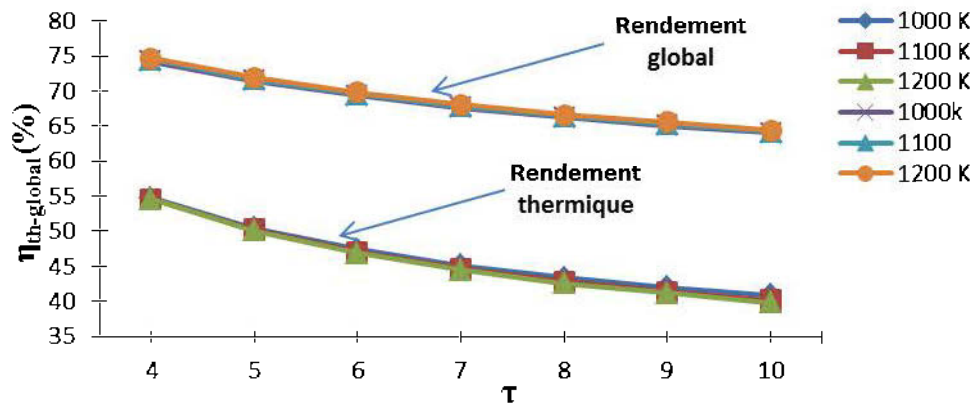


Figure 34 : Rendement thermique et global du système hybride au mois de janvier durant le jour en fonction du taux de compression

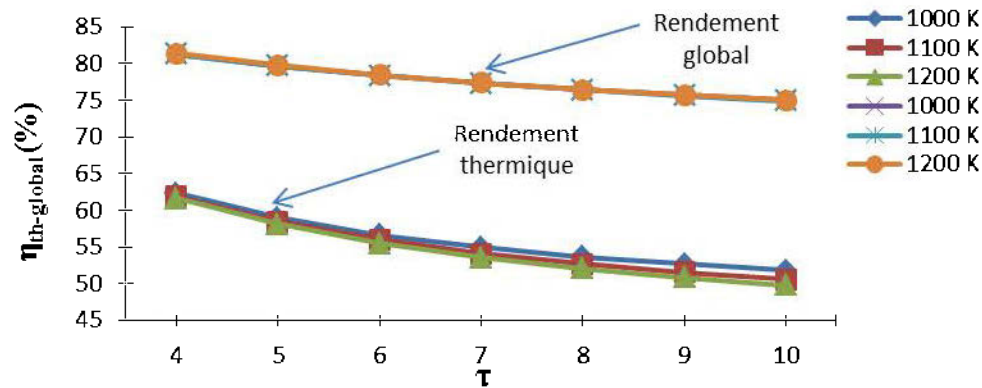


Figure 35 : Rendement thermique et global du système hybride au mois de janvier durant la nuit en fonction du taux de compression

Le rendement global représente la somme du rendement électrique et thermique du système hybride. Pour un fonctionnement de jour et de nuit au mois de janvier tel qu'illustré aux *Figures 35* et *36*, l'augmentation du taux de compression réduit le rendement global du système hybride, cela dit le profil décroissant du rendement global est moins prononcé que celui du rendement thermique. À noter aussi que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud n'entraîne quasiment pas de changement au niveau du rendement global du système hybride. La même tendance est observée à la *Figure 37* qui correspond au fonctionnement du système au mois de juillet pendant la nuit.

Les *Figures 35* et *37*, mettent en évidence que l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'écart entre le rendement thermique et le rendement global du système à cause de l'augmentation du rendement électrique qui vient s'ajouter au rendement thermique pour former le rendement global. De manière générale, l'augmentation du rendement

électrique du système engendre la réduction du rendement thermique du système hybride.

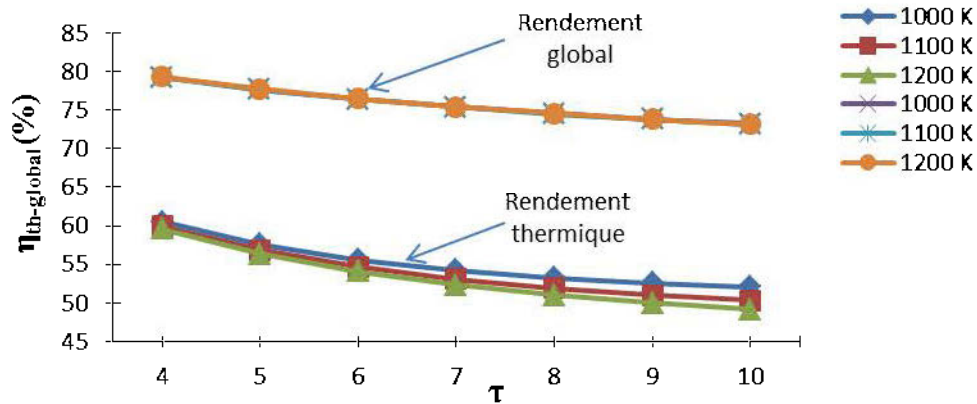


Figure 36 : Rendement thermique et global du système hybride au mois de juillet durant la nuit en fonction du taux de compression

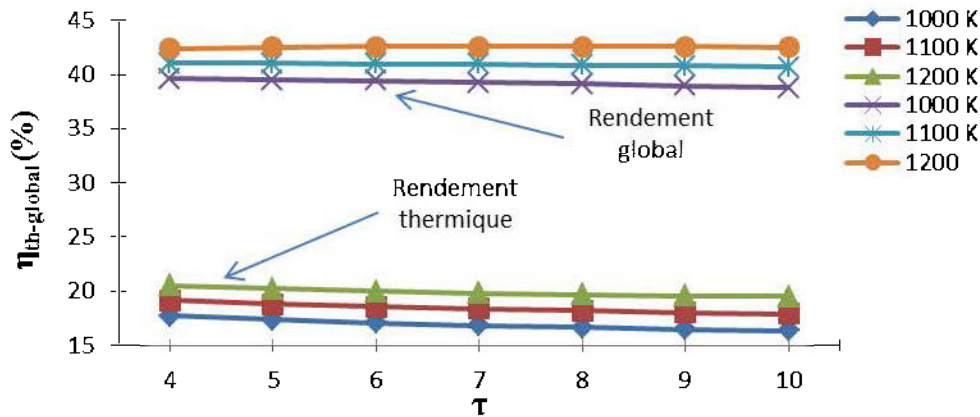


Figure 37 : Rendement thermique et global du système hybride au mois de juillet durant le jour en fonction du taux de compression

Comme l'illustre la *Figure 38*, le rendement thermique et le rendement global du système hybride, pour un fonctionnement de jour au mois de juillet, sont des fonctions monotones décroissantes. Par contre, le rendement global du système pour une température d'entrée de la turbine de 1200K est une fonction

monotone croissante. Cela s'explique par le fait que le rendement électrique du cycle est plus important que le rendement thermique du système.

Hormis le fonctionnement du système pendant le jour au mois de juillet, l'augmentation de la température d'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit le rendement thermique du système hybride. Par contre, le rendement global reste quasiment le même car le rendement électrique du cycle compense cette perte.

4.4.6 Quantité de chaleur fournie par l'installation solaire

Les *Figures 39* et *40* représentent l'évolution de la quantité de chaleur à fournir par les collecteurs solaires en fonction du taux de compression pour un fonctionnement de jour aux mois de janvier et de juillet.

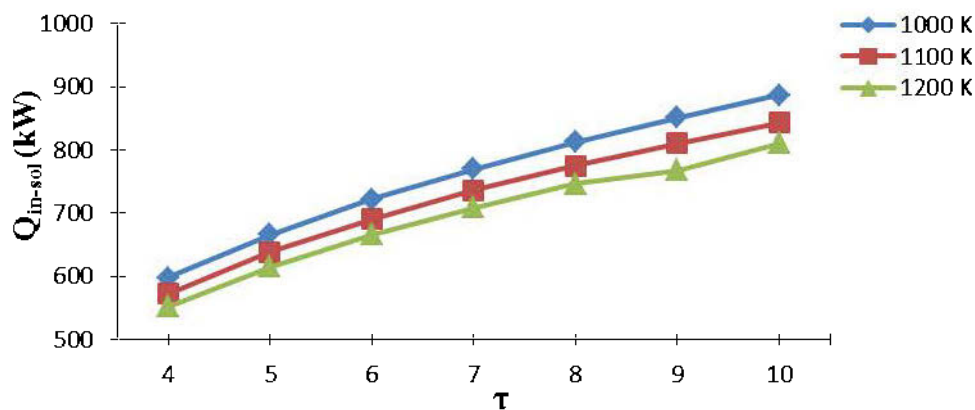


Figure 38 : Apport de chaleur des collecteurs solaires au mois de janvier en fonction du taux de compression

Pour un fonctionnement au mois de janvier durant le jour représenté à la *Figure 39*, l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de la quantité de chaleur à fournir par l'installation solaire. Cette tendance s'inverse

pour un fonctionnement de jour au mois de juillet ou l'augmentation du taux de compression réduit la quantité de chaleur à fournir par l'installation solaire comme représenté à la *Figure 40*.

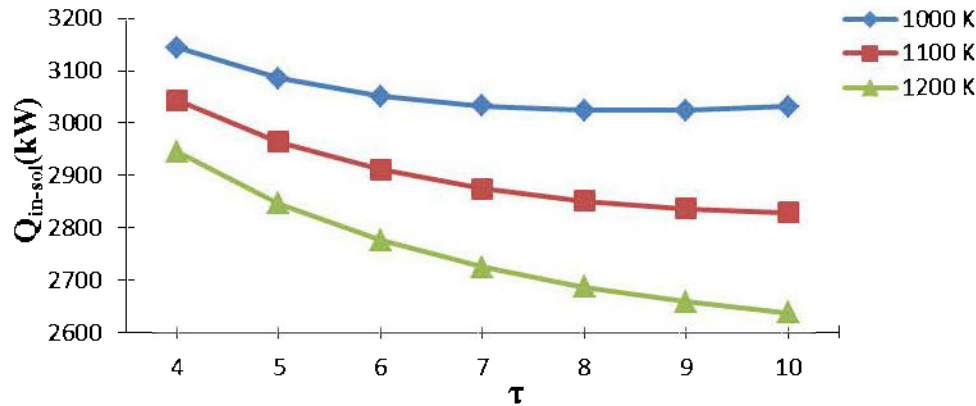


Figure 39 : Quantité de chaleur à fournir par l'installation solaire au mois de juillet en fonction du taux de compression

Une comparaison entre la figure 39 et la figure 40, permet de constater que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la quantité de chaleur à fournir par l'installation solaire. En effet pour une température de l'air à l'entrée de la turbine de l'ordre de 1200K, l'apport de chaleur à assurer par l'installation solaire est moins important que si la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud est de l'ordre de 1000K.

4.4.7 Consommation en biomasse

Pour un fonctionnement de jour au mois de janvier, l'augmentation du taux de compression ainsi que de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la consommation en biomasse du système hybride, cette tendance est illustrée à la *Figure 41*. La même tendance est observée à la *Figure 42*, qui correspond à un fonctionnement de nuit au mois de janvier du système hybride.

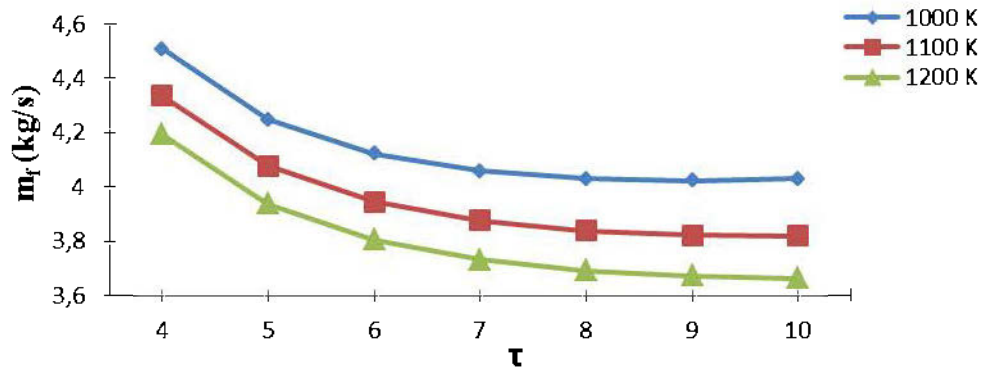


Figure 40 : Consommation en biomasse pour un fonctionnement de jour au mois de janvier en fonction du taux de compression

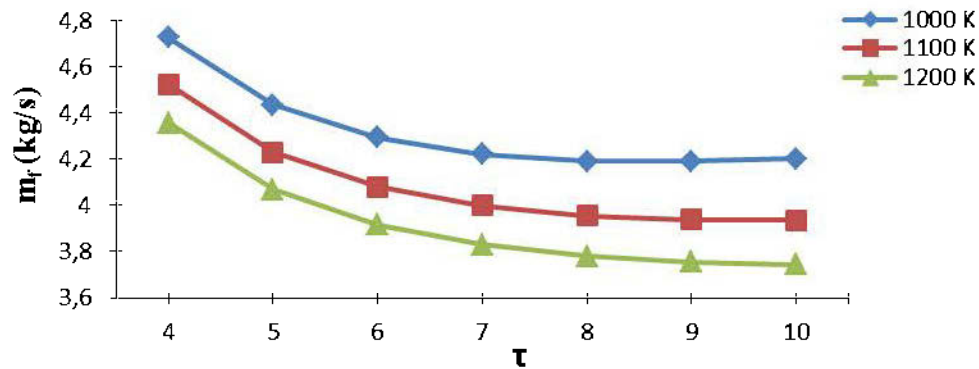


Figure 41 : Consommation en biomasse pour un fonctionnement de nuit au mois de janvier en fonction du taux de compression

Une comparaison entre les *Figures 41* et *42* qui correspondent respectivement au fonctionnement du système hybride au mois de janvier pendant le jour et la

nuit permet de constater que l'intégration des collecteurs solaires permet de réduire la consommation en biomasse du système hybride. En effet pour un même taux de compression et ainsi qu'une même température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud la consommation en biomasse pour le mois de janvier pendant le jour est inférieure que celle pendant la nuit.

La *Figure 43* représente la consommation en biomasse du système hybride pour un fonctionnement de nuit au mois de juillet, il en ressort de cette figure que l'augmentation du taux de compression pour une température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud supérieure à 1100 K réduit la consommation en biomasse du système hybride. Pour une température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud inférieure à 1000 K et pour un taux de compression inférieur à 7 l'augmentation du taux de compression réduit la consommation en biomasse du système hybride. Cela dit pour un taux de compression supérieur à 7 la consommation du système hybride adopte un profil croissant.

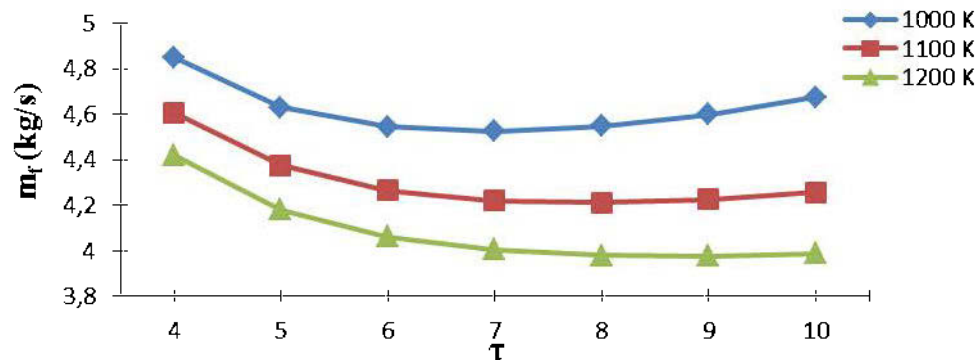


Figure 42 : Consommation en biomasse pour un fonctionnement de nuit au mois de juillet en fonction du taux de compression

Une comparaison entre les *Figures 42 et 43*, qui correspondent à un fonctionnement de nuit respectivement au mois de janvier et de juillet, permet

de constater que la baisse de température de l'air à l'entrée du compresseur réduit la consommation en biomasse système hybride.

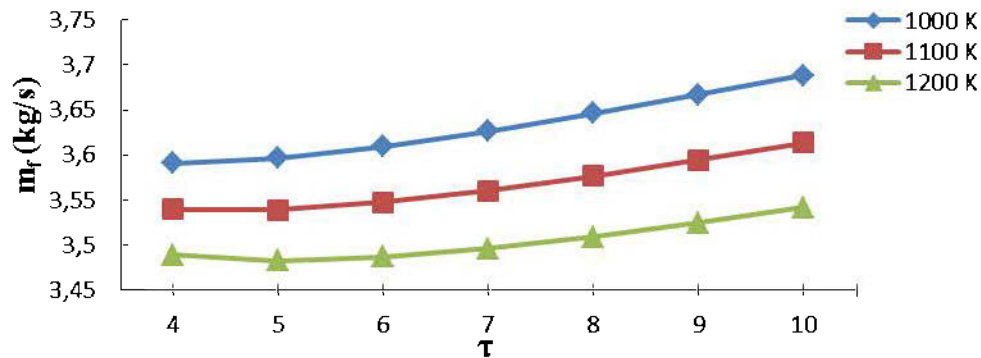


Figure 43 : Consommation en biomasse pour un fonctionnement de jour au mois de juillet

L'analyse de la *Figure 44* qui correspond à un fonctionnement de jour au mois de juillet du système hybride permet de constater que l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de la consommation en biomasse du système hybride. Par ailleurs, une augmentation de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la consommation en biomasse du système hybride.

Une comparaison entre les différents modes de fonctionnement du système hybride permet de constater que la consommation en biomasse du système hybride est moins importante pour un fonctionnement de jour au mois de juillet.

La *Figure 45* représente le gain en consommation du système hybride pour un fonctionnement au mois de juillet entre le jour et la nuit. Une observation de la *Figure 45* permet de déduire que la réduction du taux de compression et de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud améliore le gain en consommation du système hybride.

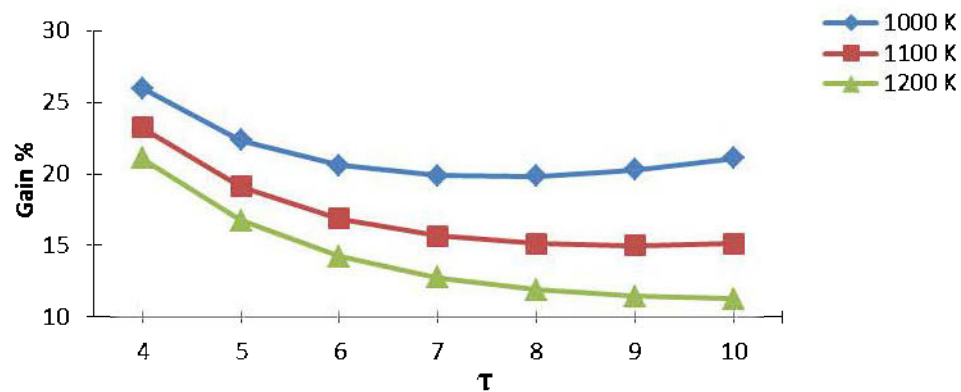


Figure 44 : Gain en consommation de biomasse pour le mois de juillet en fonction du taux de compression

4.4.8 Influence du type de biomasse sur les performances du système hybride

Afin d'analyser les performances du système hybride pour différents types de biomasse, les paramètres du système hybride ont été fixés aux valeurs indiquées au *Tableau 8*.

Tableau 8 Paramètres du cycle à air chaud et du cycle à vapeur pour différents types de biomasses

Circuit air chaud		Circuit vapeur	
Rendement isentropique du compresseur	0,85	Température de l'eau à l'entrée de la pompe (K)	293,15
Rendement isentropique de la turbine	0,85	Pression à l'entrée de la pompe (bar)	0.1
Taux de compression	7	Pression à la sortie de la pompe (bar)	30
Température de l'air à l'entrée de la turbine(K)	1100	Température de la vapeur à l'entrée de la turbine(K)	773,15
Rendement mécanique de la turbine à air chaud	0,9	Température de l'eau à l'entrée de la bouilloire	473,15
Rendement de la génératrice à air chaud	0,95	Rendement isentropique de la pompe	0,85
Rendement de l'échangeur de chaleur	0,9	Rendement isentropique de la turbine	0,8
		Rendement du préchauffeur	0,9
		Rendement de l'économiseur	0,9
		Rendement de la bouilloire	0,9
		Rendement de la génératrice	0,95
		Rendement mécanique de la turbine	0,9

4.4.9 Influence du type de biomasse sur la répartition de la production du système hybride

La *Figure 46* représente les puissances électriques produites par le système hybride et l'ensemble des sous-systèmes.



Figure 45 : Répartition de la production électrique pour différents types de biomasses

Il en ressort de la *Figure 46* que le type de biomasse utilisée influe sur la répartition de la production électrique du système hybride. En effet pour une biomasse qui génère de faibles températures des gaz de combustion, la fraction électrique produite par le cycle à air chaud est plus importante à l'exemple des ramilles et aiguilles de l'épinette blanche.

La *Figure 47* représente respectivement le rendement électrique, thermique et global du système hybride pour différents types de biomasse. Il en ressort de ce graphique que selon le type de biomasse utilisée, les différents rendements du système hybride restent pratiquement inchangés, car la gestion de la répartition de la production entre les sous-systèmes est faite de manière à pouvoir maintenir un rendement optimal.

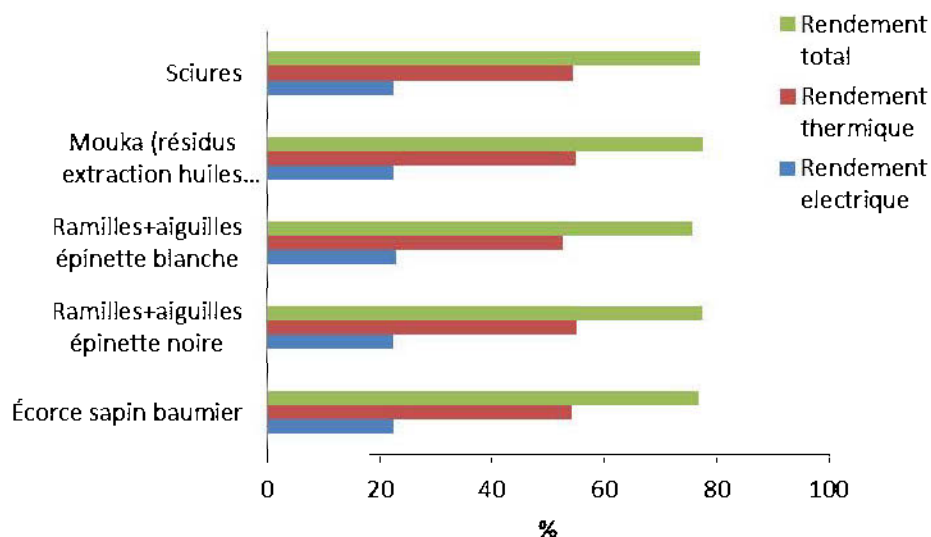


Figure 46 : Rendement électrique du système hybride pour différents types de biomasses

La *Figure 48* représente la consommation du système hybride pour différents types de biomasse. Il en ressort de ce graphique que l'utilisation de biomasse dont le PCI est élevé réduit considérablement la consommation du système hybride. À titre d'exemple, il faudrait 4 fois moins d'écorce de sapin baumier que d'aiguilles et ramilles épinette noire pour assurer la production de 5MW d'électricité.

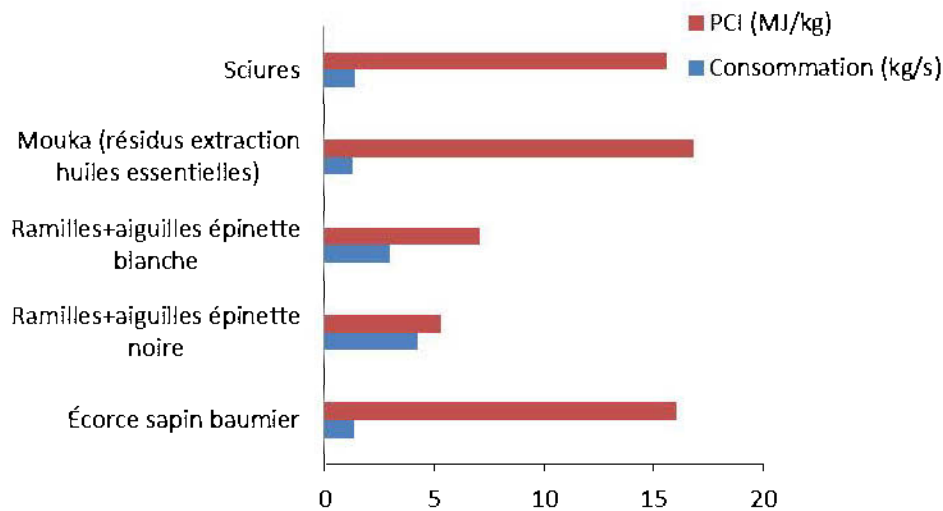


Figure 47 : Consommation du système hybride Pour différents types de biomasses.

4.5 Conclusion

L'ensemble des résultats se rapportant aux performances du système hybride dans différentes configurations est passé en revue dans ce chapitre.

Ainsi l'étude de la partie solaire du système hybride a permis de mettre en évidence l'intérêt de l'utilisation de ce genre de technologie même dans des conditions climatiques extrêmes (nord du Québec). Par la suite, les résultats se rapportant aux performances du système hybride mettent en évidence l'intérêt

d'intégrer la partie solaire dans le système hybride. En effet pour un fonctionnement de jour au mois de janvier et de juillet, la consommation en biomasse du système hybride est moins importante que pour un fonctionnement de nuit. Cela a un impact direct sur le rendement économique du système hybride ainsi que sur l'aspect environnemental. En effet, la réduction de la consommation en biomasse du système hybride réduit l'émission des gaz à effet de serre d'une part. D'autre part, la réduction de la consommation en biomasse du système hybride permet de générer moins de cendres.

Les résultats se rapportant aux types de biocombustibles utilisés ont déterminé les types de biocombustibles qui seraient intéressants à utiliser. En effet, les biocombustibles avec un haut PCI permettent de réduire la consommation en biomasse du système hybride de manière significative.

Finalement, la gestion du système hybride permet d'exploiter ce dernier durant le jour et la nuit de façon à assurer le fonctionnement du système d'une façon optimale. En effet la répartition de la production électrique entre la turbine à air chaud et la turbine à vapeur permet de récupérer la quantité de chaleur nécessaire afin d'assurer le fonctionnement du système hybride.

Chapitre 5

Validation des résultats

Le système hybride proposé dans cette étude n'est pas un système de production d'énergie conventionnel et peu d'études se rapportant à l'évaluation des performances de tels systèmes sont disponibles dans la littérature. Dans le but de valider les résultats des simulations numériques obtenues pour le système hybride, il est judicieux de valider les résultats des simulations numériques obtenues pour l'ensemble des sous-systèmes étant donné que ces derniers sont des systèmes conventionnels de production d'énergie déjà cités dans la littérature.

5.1 Chambre de combustion

Pour valider les résultats de la chambre de combustion. Le PCI des sciures est évalué pour différents taux d'humidité (éq. (122)) par la suite la température de combustion adiabatique des sciures est évaluée pour différents taux d'humidité. Les résultats obtenus sont illustrés à la *Figure 49*.

La *Figure 50* [29] représente l'évolution de la température de combustion en fonction du taux d'humidité d'un combustible dont la composition chimique est assez proche des sciures.

Une comparaison entre les *Figures 49* et *50* permet de constater que l'évolution de la température en fonction du taux d'humidité adopte le même profil pour les deux cas de figure, cela dit des écarts entre les valeurs des températures de combustion sont observés. Ces écarts peuvent être attribués à la présence de

l'azote et du soufre dans le biocombustible. Le modelé proposé dans la littérature ne renseigne pas sur le PCI du combustible utilisé qui peut-être différent du PCI des sciures, ce qui peut expliquer les écarts de la température de combustion pour les deux cas de figure.

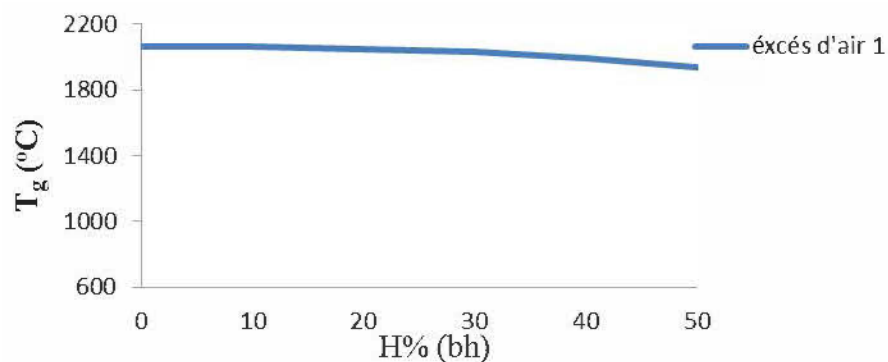


Figure 48 : Température des gaz de combustion en fonction du taux d'humidité

Note: composition du carburant (fraction massique): 49% C, 7,63% H, 2.55 %N, 1,02S et 39% O.

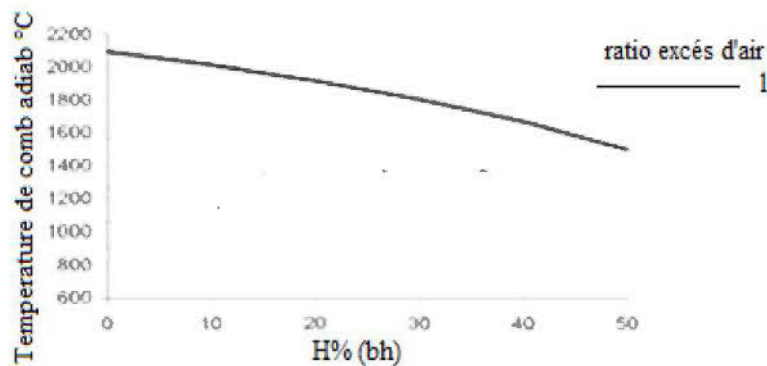


Figure 49 : Température des gaz de combustion en fonction du taux d'humidité

Note: composition du carburant (fraction massique): 50% C, 6% H et 44% O.

5.2 Collecteur cylindro-parabolique

Afin de valider les résultats relatifs aux performances des collecteurs solaires, une comparaison entre les quantités de chaleur journalières délivrée par le collecteur solaire LS 3 en Abitibi-Témiscamingue (Canada) et New Delhi (Inde) respectivement illustrées par les *Figures 51 et 52* est réalisée .

Il est à noter que la saison hivernale à New Delhi correspond à la saison estivale en Abitibi –Témiscamingue. Le débit de fonctionnement est de 1kg/s.

Pour la région d'Abitibi Témiscamingue, la quantité de chaleur journalière maximale délivrée par le collecteur solaire est atteinte au mois de juin, tandis que la quantité de chaleur journalière maximale délivrée par le collecteur solaire à New Delhi est atteinte au mois de novembre [6].

Pour l'ensemble de l'année les quantités de chaleur journalières délivrées à New Delhi sont plus importantes que celles délivrées en Abitibi-Témiscamingue, car le rayonnement solaire est plus intense et les températures atmosphériques extérieures plus chaudes, ce qui permet de récupérer des quantités de chaleur plus importantes.

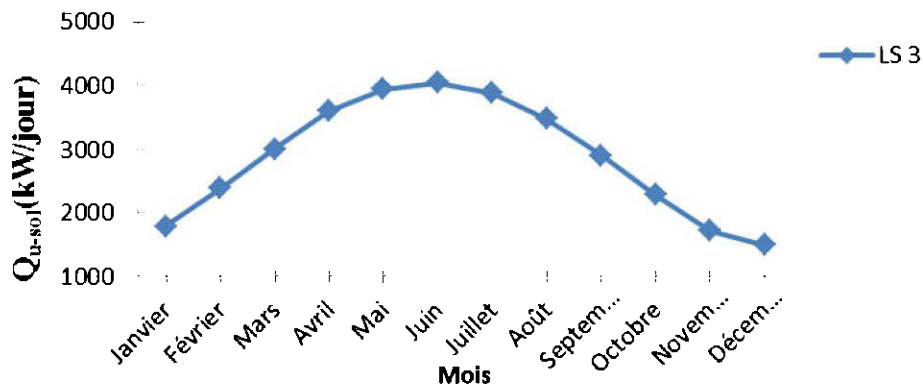


Figure 50 : Quantité de chaleur journalière délivrée pour les différents mois de l'année en Abitibi-Témiscamingue, Québec, (Canada)

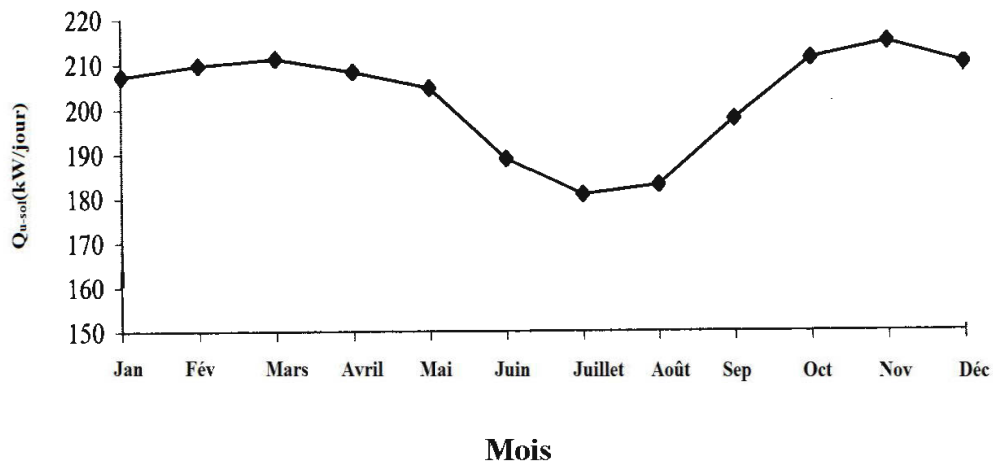


Figure 51 : Quantité de chaleur journalière délivrée pour les différents mois de l'année à New Delhi (Inde) [6].

5.3 Cycle à air chaud

La *Figure 53* illustre l'évolution du rendement électrique du cycle à air chaud en fonction du taux de compression pour un rendement isentropique de la turbine et du compresseur respectif de 0,9 et 0,92 et ΔT_{min} représente la différence de température entre les gaz de combustion à l'entrée de l'échangeur de chaleur et l'air chaud à l'entrée de la turbine à air chaud. Les travaux menés sur les cycles turbine à air chaud à combustion externe [16,18] ont permis de constater que l'augmentation de, ΔT_{min} réduit le rendement électrique du cycle. Il a été aussi rapporté par ces travaux que le rendement maximal du cycle est atteint à un taux de compression plus élevé pour des ΔT_{min} plus élevés tel illustré à la *Figure 53*.

La *Figure 54* illustre le rendement électrique cycle à air chaud en fonction du taux de compression pour des paramètres de fonctionnement mentionnés au *Tableau 7*.

Une comparaison entre les *Figures 53 et 54* permet de constater que le rendement électrique du cycle à air chaud adopte le même profil dans les deux cas de figure, cela dit des écarts entre les valeurs du rendement sont observés. En effet le rendement maximal du cycle à air chaud étudié illustré par la *Figure 54* atteint son maximum pour un taux de compression plus élevé que celui présenté à la *Figure 53*. La raison de cette différence est que l'augmentation de la température de l'air à l'entrée de la turbine à air chaud entraîne une augmentation de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion, ce qui engendre à son tour une augmentation la température des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion donc une augmentation de ΔT_{min} . Il en résulte que le rendement maximal du cycle à air chaud est atteint pour des taux de compression plus élevés ce qui concorde avec les résultats rapportés des travaux antérieurs [16,18].

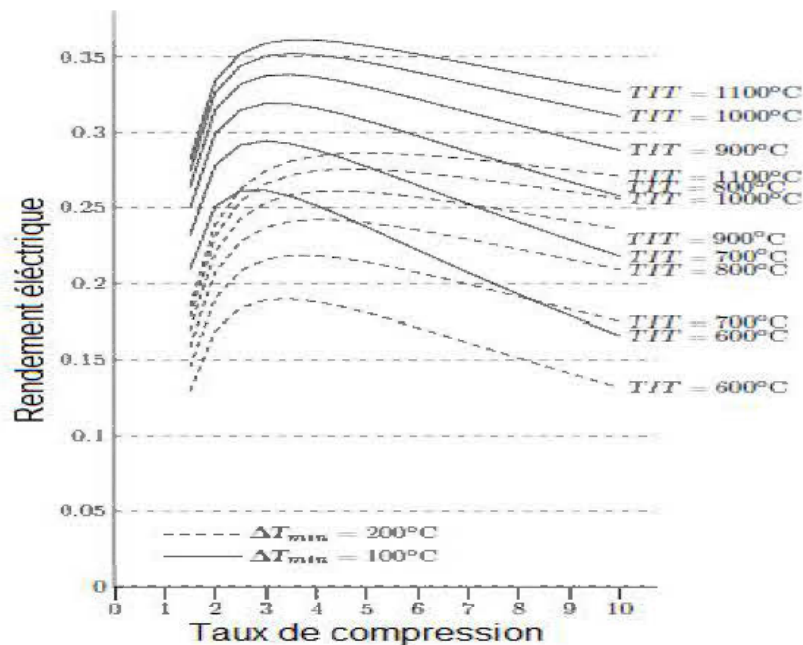


Figure 52 : Rendement électrique du cycle turbine à air chaud en fonction du taux de compression [18].

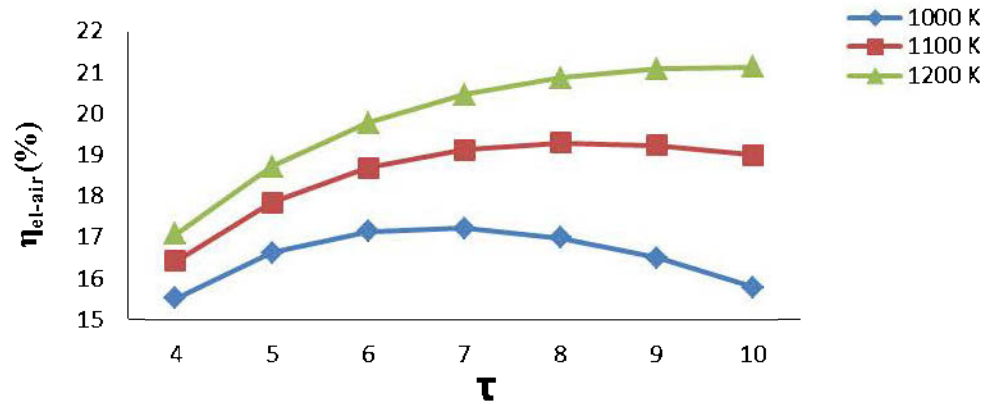


Figure 53 : Rendement électrique du cycle turbine à air chaud en fonction du taux de compression pour trois différentes températures

5.4 Centrale à cogénération

La Figure 55 présente respectivement le rendement électrique, thermique et global du système hybride pour un fonctionnement au mois de janvier pendant la nuit pour des paramètres de fonctionnement mentionnés au *Tableau 7*.

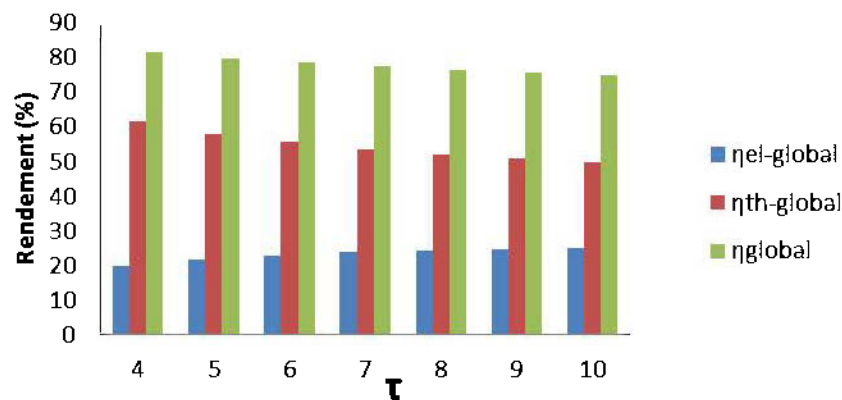


Figure 54 : Différents rendements du système hybride en fonction du taux de compression

Le fonctionnement du système hybride en mode nuit correspond au fonctionnement d'une centrale à cogénération conventionnelle.

La *Figure 56* présente respectivement le rendement électrique, thermique et global de deux centrales à cogénération opérationnelles en Autriche [41].

Une comparaison entre les *Figures 55 et 56* permet de constater que les différents rendements du système hybride étudié sont en phase avec les centrales à cogénération de l'industrie.

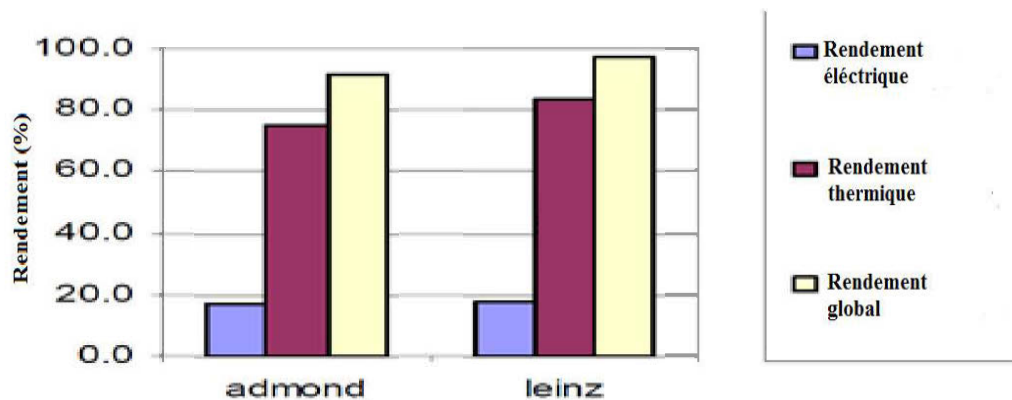


Figure 55 : Différents rendements des centrales à cogénération opérationnelles

Chapitre 6

Conclusion et perspectives

Dans le cadre de cette étude, une approche numérique d'un système hybride de production d'énergie "biomasse-solaire" a été développée, afin d'identifier pour différentes configurations, les paramètres clés qui améliorent les performances et la gestion de ce système.

La démarche adoptée tout au long de ce travail a permis de mettre au point des modèles numériques pour les sous-systèmes constituant le système hybride. Ces modèles sont simples, précis et suffisamment rapides pour permettre d'analyser le comportement statique du système au complet.

Un volet expérimental a aussi été développé dans cette étude, où des travaux sur la caractérisation énergétique de la biomasse ont été entrepris au CTRI. Les résultats expérimentaux obtenus ont permis de constituer une base de données qui a été implémentée dans le modèle numérique global afin de pouvoir évaluer les performances de la chambre de combustion.

En outre, un accent particulier a été mis sur l'influence des paramètres clés associés au fonctionnement du cycle à turbine air chaud tels que la température d'entrée de la turbine à air chaud, la température de l'air à l'entrée du compresseur, le taux de compression et le type de biomasse sur le comportement et les performances du système hybride.

Une fois le modèle numérique global établi et la demande énergétique fixée, la problématique était alors la recherche de stratégies de gestion des flux d'énergie de façon à exploiter au maximum la quantité de chaleur des gaz de combustion résiduels tout en respectant le bon fonctionnement du système solaire.

Des simulations numériques ont été réalisées en considérant quatre cas de figure correspondant au fonctionnement du système pendant les mois de janvier et de juillet, pour un fonctionnement, de jour et de nuit afin d'analyser l'influence du taux de compression sur les performances du système hybride biomasse - solaire. Les résultats obtenus des simulations numériques ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- l'intégration des collecteurs solaires dans l'installation a permis de réduire la consommation du système hybride;
- l'augmentation du taux de compression réduit la consommation en biomasse du système hybride, sauf pendant le mois de juillet durant le jour;
- l'augmentation de la température des gaz de combustion réduit la consommation en biomasse du système hybride;
- l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine à air chaud réduit la consommation en biomasse du système hybride;
- l'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur augmente la consommation en biomasse du système hybride;
- l'utilisation d'une biomasse à haut pouvoir calorifique et faible teneur en humidité réduit la consommation en biomasse système hybride ;

Pour valider l'approche développée, les résultats des simulations numériques pour les différents sous-systèmes ont été comparés à des résultats d'autres investigations. Cette comparaison montre une bonne concordance au niveau des rendements. Par contre les consommations en biomasse du système sont beaucoup moins importantes que les installations réelles de cogénération à cause des températures élevées des gaz de combustion.

Dans le cadre de la poursuite de ces travaux, les points suivants pourraient être pris en compte :

- limiter la température des gaz de combustion à des valeurs réelles tolérées par les technologies actuelles;
- introduire le ratio d'excès d'air dans le modèle numérique;
- tenir compte de la chaleur récupérée au niveau du condenseur :
- tenir compte du travail fourni à la pompe de l'installation solaire;
- tenir compte des pertes par conduction entre le tube récepteur et ses supports de fixation;
- tenir compte des pertes de charge au niveau de la chambre de combustion, de différents échangeurs de chaleur et des conduits
- tenir compte des pertes entre le tube récepteur et le gaz à l'intérieur de la couverture de verre;
- faire une étude en variant les paramètres de fonctionnement associés au cycle de Rankine;
- faire une étude en variant les différents rendements des échangeurs de chaleur;
- évaluer le rayonnement solaire direct par une méthode expérimentale;
- faire une étude instationnaire pour évaluer les performances du système à chaque instant de la journée.

Références bibliographiques

- [1] http://canmetenergycanmetenergie.nrcan.gc.ca/fra/energies_renouvelables.html. Site visité le 22 juin 2010
- [2] J. Nyboer, S. Groves, (2008) “À Review of Existing Cogeneration Facilities in Canada.” Canadian Industrial Energy End-Use Data and Analysis Center.
- [3] RECORD, (2009) “Techniques de production d'électricité à partir de biogaz et de gaz de synthèse.” N°07-0226/1A.
- [4] Hydro-Québec TransÉnergie ,14 juin 2006.
- [5] <http://www.boralex.com>. Site consulté 08 janvier 21012.
- [6] A. Mishra, M. N. shakravarty, N. D. Kaushika (2006) “Thermal optimization of solar biomass hybrid cogeneration plants.” journal of scientific and industrial research Vol. 65, pages. 355-363.
- [7] J. Servert, G. S. Miguel, D. López (2011) “ hybrid solar - biomass plants for power generation; technical and economic assessment.” Global NEST Journal, Vol 13, N° 3, pages 266-276.
- [8] E. M. Nfah J. M. Ngundam, R. Tchinda (2007) “ Modelling of solar/diesel/battery/hybrid power systems for far-north Cameroon” Renewable Energy, Volume 32, Pages 832–844.
- [9] Logiciel Xsteam V 2.6 Steam tables by Magnus Holmgren according to IAPWS IF-97.
- [10] <http://www.retscreen.net>. Site visité le 18 mai 2010.
- [11] S. Kalogirou (2009) “ Solar energy engineering: processes and systems.” 1st ed. ISBN:978-0-12-374501-9.
- [12] D. M. Pratt (1999) “Emerging technologies for heat exchanger application.”. Process Industry Division Newsletter Pages 1–3.

- [13] B. Ferreira, P. Pilidis, M. A. R. Nascimento (2001) "A comparison of different gas turbine concepts using biomass fuel." Proceedings of the ASME Turbo Expo, New Orleans, LA, USA,
- [14] A. Traverso, L. Magistri, R. Scarpellini, A. Massardo (2003) "Demonstration plant and expected performance of an externally fired micro gas turbine for distributed power generation.", Proceedings of the ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, USA.
- [15] G. D. Ngoma (2004) "Parameter study of wood residue indirectly fired gas turbine." Proceedings of the fourth IASTED international conference and energy systems , Rhodes, Greece, pages 522-528.
- [16] S. Carrara (2010) " Small-scale biomass power generation." Thesis PhD in Energy and Environmental Technology XXII cycle.
- [17] J. E. D. Gauthier (2007) "Analysis of indirectly fired gas turbine power systems", Proceedings of the ASME Turbo Expo, Montreal, Canada,
- [18] B. Elmegaard, B. Qvale, G. Carapelli P. F. Tron (2001) " Open-cycle Indirectly fired Gas Turbine for Wet Biomass Fuels." Technical University of Denmark DK-2800 Kgs.
- [19] P. L. Baxter, (2000). IEA Bioenergy Task 19 meeting, Goldcoast, Australia
- [20] <http://herve.silve.pagesperso-orange.fr/solaire.htm>. Site visité 4 octobre 2011.
- [21] F. Yettou, A. Malek, M. Haddadi, A. Gama (2009) "Étude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie." Revue des Énergies Renouvelables Vol. 12, N°2, pages 331 – 346.
- [22] F. Yettou, A. Gama, A. Malek, B. Azoui, C. Larbès (2011) " Étude et conception d'un logiciel de calcul de l'éclairement solaire en Algérie destiné

aux systèmes à concentration solaires.” Revue des Énergies Renouvelables
Vol. 14, N°1, pages 27 – 46

[23] M. Capderou (1987) “Atlas Solaire de l’Algérie. Modèles Théoriques et
Expérimentaux” Office des Publications Universitaires, EPAU, Vol. 1, 375
pages.

[24] ASHRAE, 2007. Handbook of HVAC Applications. ASHRAE, Atlanta.

[25] J.A. Duffie, W.A. Beckman, (1991). “Solar Engineering of Thermal
Processes.” John Willey& Sons, New York.

[26] ASTM E490 - 00a(2006) Standard Solar Constant and Zero Air Mass
Solar Spectral Irradiance Tables.

[27] ASTM E871 - 82(2006) Standard Test Method for Moisture Analysis of
Particulate Wood Fuels.

[28] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, G.J. Van Wylen (2003) “Fundamentals of
thermodynamics.” sixth edition, ISBN:0-471-15232-3.

[29] S.V. Loo, J . Koppejan (2008) “The handbook of biomass combustion and
co-firing.” ISBN: 978-1-84407-249-1

[30] T. R. MILES, (1996) “Alkali Deposits Found in Biomass Power Plants”
research report NREL/TP-433-8142 SAND96-8225, volumes I and II, National
Renewable Energy Laboratory, Oakridge, US.

[31] C.W. Kwonga, C.Y.H. Chao (2010) “Fly-ash products from biomass co-
combustion for VOC control.” Bioresource Technology, Vol. 101, pages
1075–1081

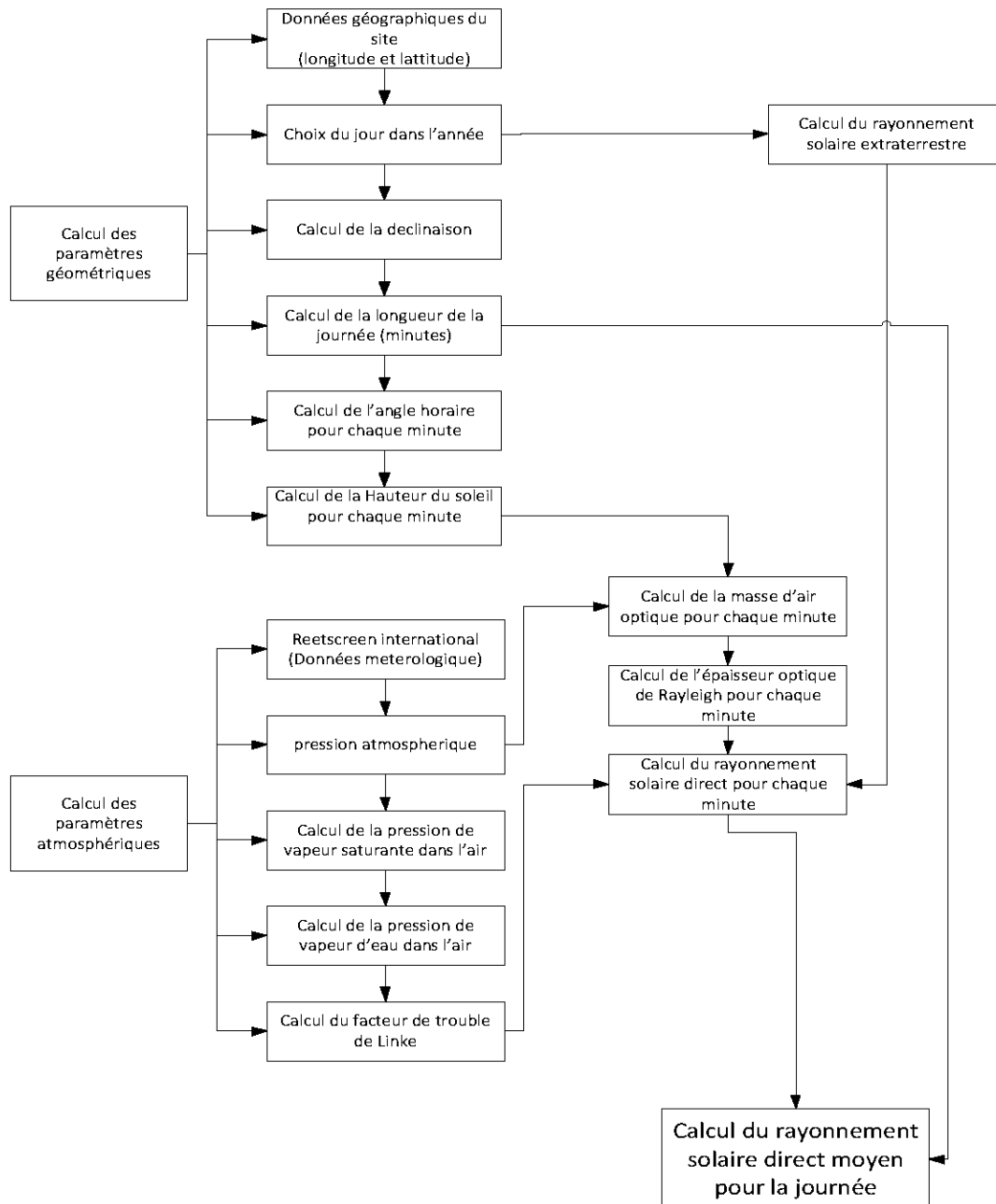
[32] A. Demirbas (2005) “Potential applications of renewable energy sources,
biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related
environmental issues.” Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 31,
pages 171–192.

[33] ASTM E1755 - 01(2007) Standard Test Method for Ash in Biomass

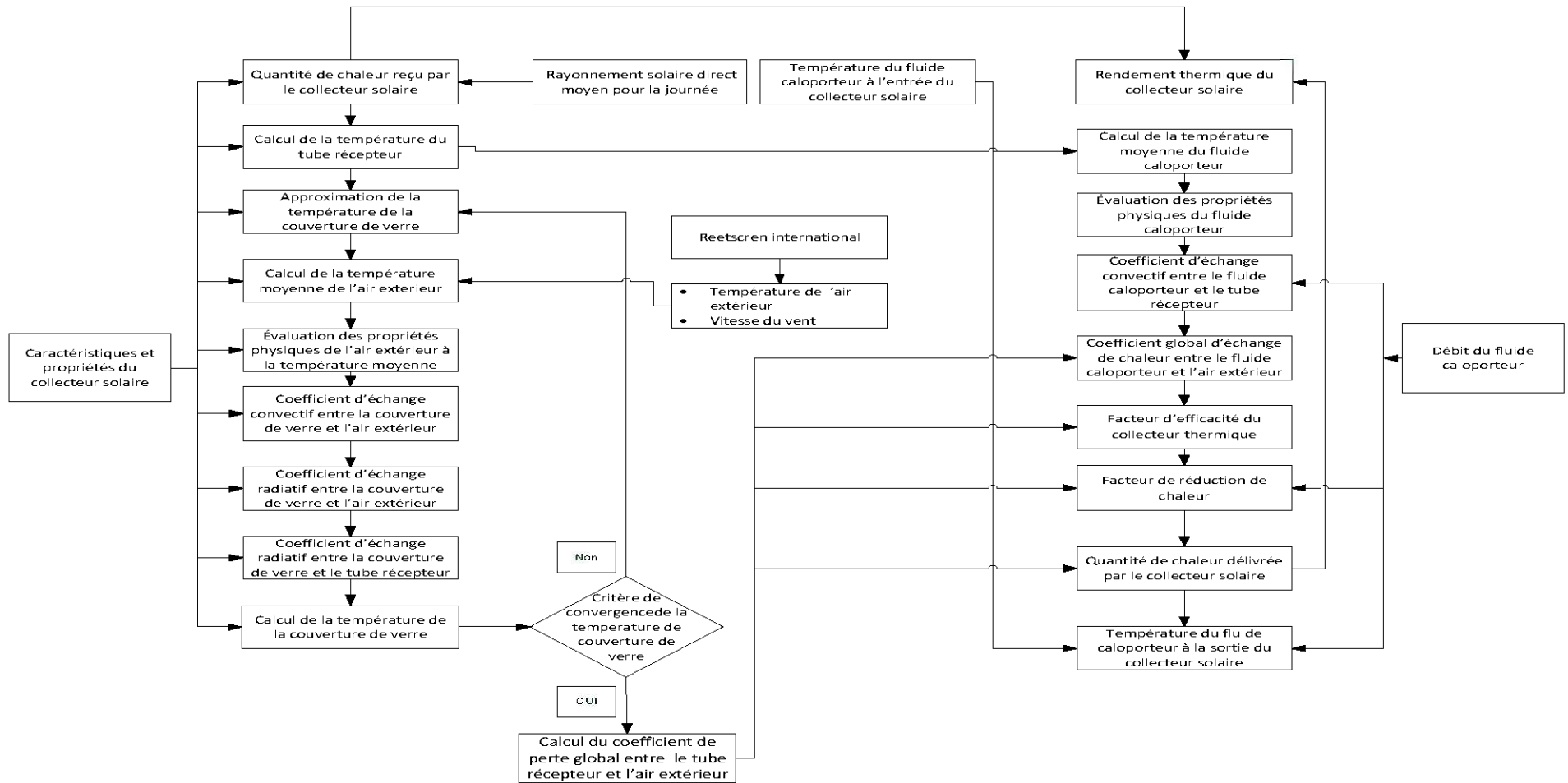
- [34] R. Pedieu (2008) "Valorisation des résidus d'écorce de bouleau blanc (*Betula papyrifera*) sous forme de fabrication de panneaux." Thèse de doctorat, Université Laval. 257 pages.
- [35] A. Friedl, E. Padouvas, H. Rotter, K. Varmuza (2005) "Prediction of heating values of biomass fuel from elemental composition." *Analytica Chimica Acta*, Vol. 544, pages 191–198.
- [36] F. Mancini (2006) "Traitements des déchets issus de la biomasse pour la génération d'énergie." Thèse de doctorat à l'université Bordeaux I, 129 pages
- [37] S. GAUR, T. B. REED (1995) "An Atlas of Thermal Data for Biomass and Other Fuels." NREL/TB-433-7965, UC Category:1310, DE95009212
- [38] M. H. KALTSCHMITT, H. HARTMANN (2001) "Energie aus Biomasse – Grundlagen, Techniken und Verfahren." Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New York.
- [39] C. WILEN, A. MOILANEN, E. KURKELA (1996) "Biomass Feedstock Analysis." VTT Publications 282, VTT Technical Research Centre of Finland.
- [40] I. OBERNBERGER (1997) "Nutzung fester Biomasse in Verbrennungsanlagen unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens aschebildender Elemente." volume 1 of Thermal Biomass Utilization series, BIOS, Graz, Austria, dbv-Verlag der Technischen Universität Graz, Graz, Austria
- [41] D. Vamvuka, E. Mavrou, G. Bandelis, T. Tsoutsos, I. Papamichael (2007) "Biomass Cogeneration in Europe: economical, technical and environmental evaluation", Third european combustion meeting.
- [42] <http://www.dow.com/heattrans> . Site visité le 11 novembre 2011.
- [43] <http://fr.wikipedia.org/wiki/Air> . Site visité le 09 octobre 2011

Annexes

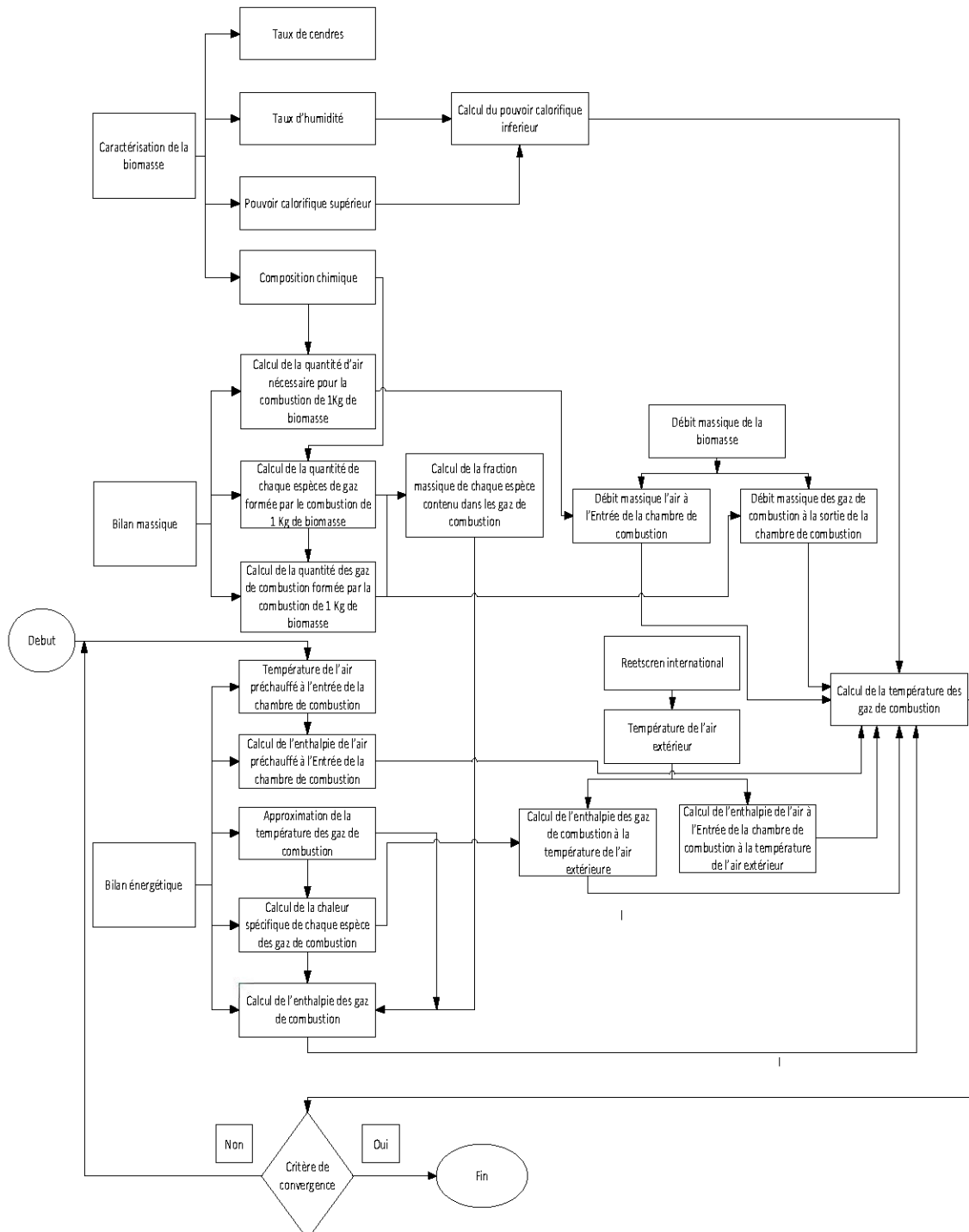
Annexe 1 : Calcul du rayonnement solaire



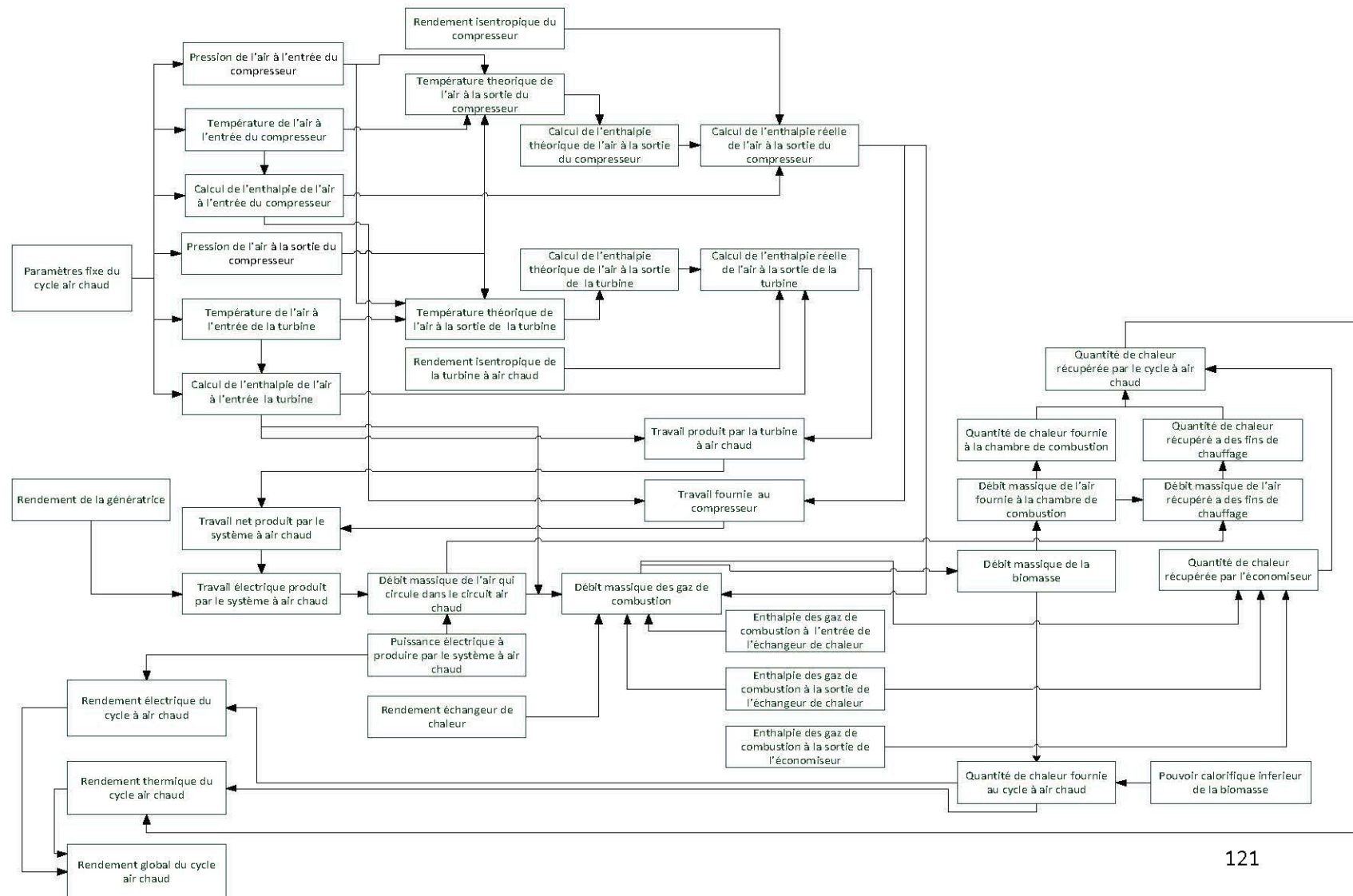
Annexe 2 : Calcul des paramètres du collecteur solaire



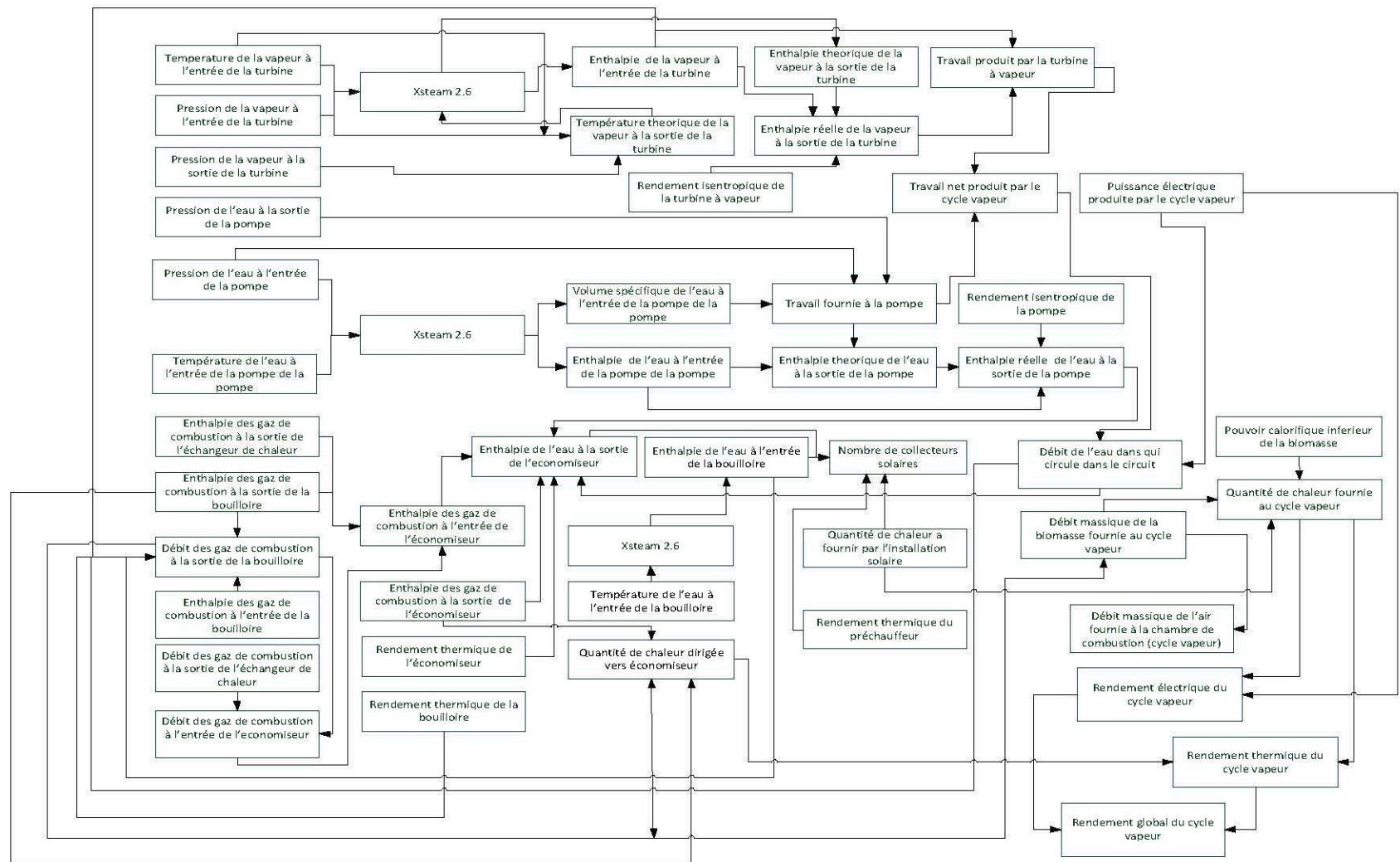
Annexe 3 : Calcul des paramètres de la chambre de combustion



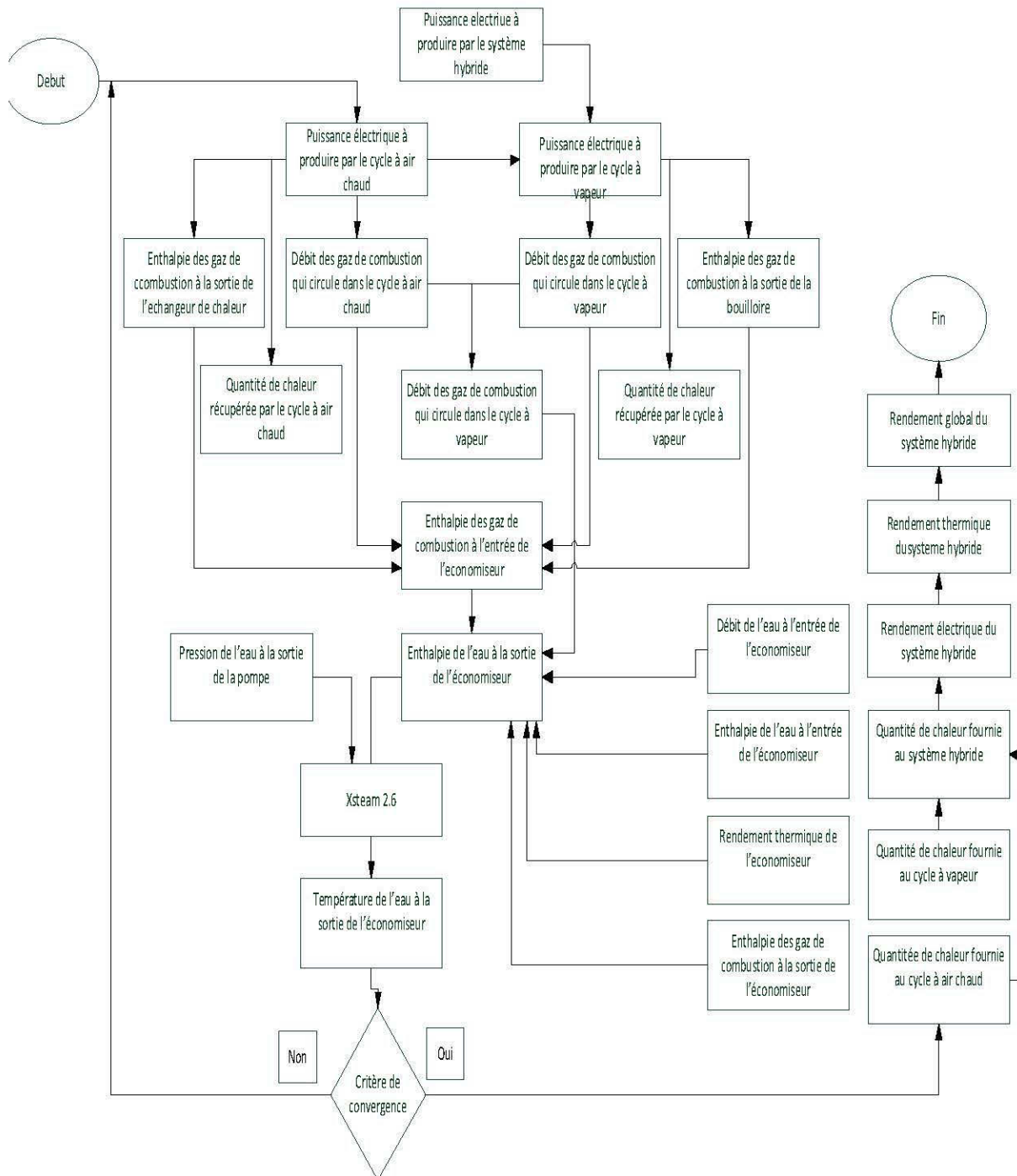
Annexe 4 : Calcul des paramètres du cycle à air chaud



Annexe 5 : Calcul des paramètres du cycle vapeur



Annexe 6 : Calcul des paramètres du cycle global



Annexe 7 : Propriétés physiques du fluide caloporteur

Syltherme 800 est la dénomination commerciale du le fluide caloporteur utilisé dans le cadre de cette étude. Les propriétés du fluide caloporteur sont évaluées à partir des tables fournies par le fabricant [42]. Les profils de différentes propriétés sont donnés ci-dessous.

La masse volumique du fluide caloporteur s'écrit comme suit :

$$\rho_{HTF} = -0.978 * T_i + 1227.2$$

La conductivité thermique du fluide caloporteur s'écrit comme suit :

$$k_{HTF} = -4 * 10^{-12} T_i^3 + 5 * 10^{-9} T_i^2 - 0.0002 * T_i + 0.1904$$

La viscosité dynamique du fluide caloporteur s'écrit comme suit :

$$\mu_{HTF} = 4 * 10^9 T_i^{-4.708}$$

La chaleur spécifique du fluide caloporteur s'écrit comme suit :

$$C_{p-HTF} = 1.6151 * T_i + 1110.7$$

Annexe 8 : Propriétés physiques de l'air

La masse volumique de l'air s'écrit comme suit [43] :

$$\rho_{air-i} = 1.293 * \frac{273}{273 + T_{air-i}}$$

La conductivité thermique de l'air s'écrit comme suit [44] :

$$\begin{aligned} k_{air-i} = & 1.5207 * 10^{-11} T_{ext}^3 - 4.857 * 10^{-8} T_{ext}^2 \\ & + 1.0184 * 10^{-4} T_{ext} - 3.9333 * 10^{-4} \end{aligned}$$

La viscosité dynamique de l'air s'écrit comme suit [44] :

$$\begin{aligned} \mu_{air} = & \rho_{air} (1.363528 * 10^{-14} T_{ext}^3 + 1.00881778 * 10^{-10} T_{ext}^2 \\ & + 3.452139 * 10^{-8} T_{ext} + 1.0575 * 10^3) \end{aligned}$$